



VYSOKÉ UČENÍ TECHNICKÉ V BRNĚ

BRNO UNIVERSITY OF TECHNOLOGY

FAKULTA STROJNÍHO INŽENÝRSTVÍ

FACULTY OF MECHANICAL ENGINEERING

ÚSTAV AUTOMOBILNÍHO A DOPRAVNÍHO INŽENÝRSTVÍ

INSTITUTE OF AUTOMOTIVE ENGINEERING

OTOČNÝ STÔL VO ZVAROVNI KAROSERÍ PRE AUTOMOTIVE

ROTATING TABLE IN THE BODYWORK SHOP FOR AUTOMOTIVE

BAKALÁRSKA PRÁCA

BACHELOR'S THESIS

AUTOR PRÁCE

AUTHOR

Adam Bubelíny

VEDÚCI PRÁCE

SUPERVISOR

Ing. Jaroslav Kašpárek, Ph.D.

BRNO 2021

Zadání bakalářské práce

Ústav:	Ústav automobilního a dopravního inženýrství
Student:	Adam Bubelíny
Studijní program:	Strojírenství
Studijní obor:	Stavba strojů a zařízení
Vedoucí práce:	Ing. Jaroslav Kašpárek, Ph.D.
Akademický rok:	2020/21

Ředitel ústavu Vám v souladu se zákonem č.111/1998 o vysokých školách a se Studijním a zkušebním řádem VUT v Brně určuje následující téma bakalářské práce:

Otočný stůl vo zvarovni karoserií pre Automotive

Stručná charakteristika problematiky úkolu:

Návrh otočného pozičního stolu pro svařenec karoserie v materiálovém toku svařovny oblasti automotive. Otočný stůl je stabilní zařízení v materiálovém toku svařovny, na který navazují válečkové dopravníky. Otočný poziční válečkový stůl zajišťuje přesun karoserie na skidu v horizontálním směru v daném úhlovém rozpětí.

Technické parametry a požadavky:

Pracovní takt do 60 s.

Hmotnost skidu 200 kg.

Hmotnost karoserie 650 kg

Aktivní úhel točny 90°.

Celkový úhel rotace točny 180°.

Pohon elektromotory.

Cíle bakalářské práce:

Rešeršní rozbor otočných stolů pro oblast svařovny automotive.

Koncepční návrh otočného stolu.

Funkční rozměrové a výkonové výpočty.

Upřesnění konstrukce otočného stolu a návrh komponent.

Pevnostní výpočet vybraných konstrukčních uzlů.

Výkres sestavy otočného stolu.

Podsestava rámu otočného stolu.

Dílenské výrobní výkresy.

Seznam doporučené literatury:

LEINVEBER, Jan a Pavel VÁVRA. Strojnické tabulky: pomocná učebnice pro školy technického zaměření. 1. vyd. Úvaly: Albra, 2003. ISBN 8086490742.

BIGOŠ, Peter, Jozef KULKA, Melichar KOPAS a Martin MANTIČ. Teória a stavba zdvíhacích a dopravných zariadení. Vyd. 1. Košice: TU v Košiciach, Strojnícka fakulta, 2012. Edícia vedeckej a odbornej literatúry (Technická univerzita v Košiciach). ISBN 9788055311876.

SHIGLEY, Joseph Edward, Charles R. MISCHKE a Richard G. BUDYNAS, VLK, Miloš (ed.). Konstruování strojních součástí. 1. vyd. Přeložil Martin HARTL. V Brně: VUTIUM, 2010. Překlady vysokoškolských učebnic. ISBN 9788021426290.

POLÁK, Jaromír, Jiří PAVLISKA a Aleš SLÍVA. Dopravní a manipulační zařízení I. 1. vyd. Ostrava: Vysoká škola báňská - Technická univerzita, 2001. ISBN 8024800438.

Termín odevzdání bakalářské práce je stanoven časovým plánem akademického roku 2020/21.

V Brně, dne

L. S.

prof. Ing. Josef Štětina, Ph.D.
ředitel ústavu

doc. Ing. Jaroslav Katolický, Ph.D.
děkan fakulty

ABSTRAKT

Bakalárska práca sa zameriava na koncepčný návrh otočného pozičného stolu vo zvarovni karosérii pre Automotive, ktorý slúži pre zmenu smeru pohybu skidu s karosériou. Hlavnou náplňou práce je návrh jednotlivých funkčných komponentov, výpočet pohonu otočného mechanizmu a valčekového dopravníku a stanovenie hlavných zástavbových rozmerov. Práca obsahuje výkres zostavy otočného stolu, podzostavy rámu stolu a výrobné výkresy.

KLÚČOVÉ SLOVÁ

Skidový dopravník, valčekový dopravník, otočný pozičný stôl

ABSTRACT

This bachelor thesis focuses on the conceptual design of a turntable skid conveyor in a body welding shop for Automotive, which is used to change the direction of movement of the skid with the body. The main aim of work is the design of individual functional components, the calculation of the drive of the rotary mechanism and the roller conveyor and the determination of the main installation dimensions. The work includes a drawing of the rotary table assembly, table frame subassemblies and production drawings.

KEYWORDS

Skid conveyor, roller conveyor, position turntable

BIBLIOGRAFICKÁ CITÁCIA

BUBELÍNY, Adam. *Otočný stůl ve svařovně karoserií pro Automotive*. Brno, 2021. Dostupné také z: <https://www.vutbr.cz/studenti/zav-prace/detail/129449> . Bakalářská práce. Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, Ústav automobilního a dopravního inženýrství. Vedoucí práce Jaroslav Kašpárek.

ČESTNÉ PREHLÁSENIE

Prehlasujem, že tato práca je mojím pôvodným dielom, spracoval som ju samostatne pod vedením Ing. Jaroslav Kašpárek, Ph.D. a s použitím informačných zdrojov uvedených v zozname.

V Brne dňa 18. mája 2021

.....

Adam Bublín

POĎAKOVANIE

Rád by som sa poďakoval mojim rodičom a priateľke, ktorý ma podporovali pri mojom štúdiu a boli mi oporou. Ďalej sa chcem poďakovať môjmu vedúcemu bakalárskej práce Ing. Jaroslavovi Kašpárkovi Ph.D. za cenné rady a postrehy pri spracovaní tejto bakalárskej práce.

OBSAH

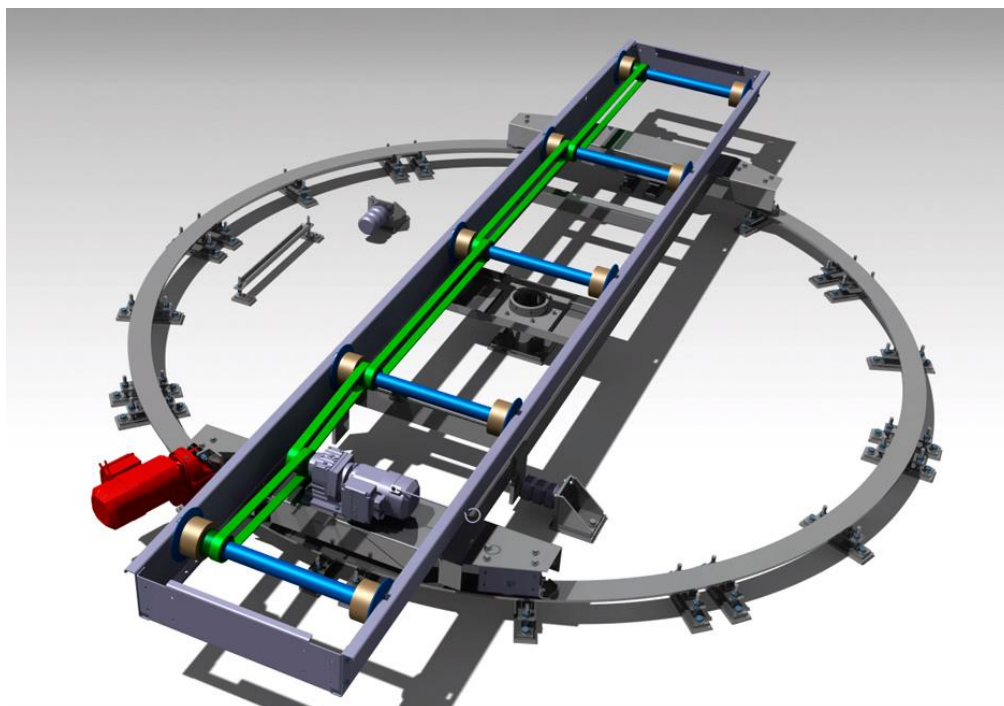
Otočný stôl vo zvarovni karoserií pre Automotive	3
Úvod	11
1 Otočné pozíčné stoly v oblasti Automotive.....	12
1.1 Kyvné stoly	13
1.2 Otočné stoly	13
1.3 Transportný rám.....	14
2 Konceptný návrh otočného stolu	15
3 Pracovný takt otočného stolu.....	16
3.1 Rozvaha času	16
3.2 Výpočet rýchlosti pojazdu skidového dopravníka	16
3.3 Výpočet rýchlosti otáčania skidového dopravníka	16
4 Návrh valčekovej trate	17
4.1 Počet valčekov	17
4.2 Maximálne zaťaženie jedného valčeka	17
4.3 Voľba valčekov	18
4.4 Voľba usporiadania pohonu valčekov	19
4.5 Voľba remenice pohonu valčekovej trate	19
4.6 Voľba remeňa	19
4.6.1 Návrh hnacej remeňovej smyčky	20
4.6.2 návrh hnanej remeňovej smyčky	21
5 Návrh pohonu valčekovej trate	23
5.1 Výpočet výkonu motora valčekovej trate	23
5.2 Kontrola rozbehu pohonnej jednotky	25
5.3 Kontrola šmyku medzi skidom a valčekom.....	28
6 Konštrukcia otočného stolu	29
6.1 Hlavný rám stolu.....	29
6.2 Rám stolu s podávačom	29
6.3 Voľba pojazdových kolies	31
6.4 Kontrola hlavného rámu	32
7 Návrh otočného mechanizmu	34
7.1 Konštrukcia kolesového bloku s pojazdom	34
7.2 Voľba pohonu otočného mechanizmu	35
7.2.1 Kontrola pohonu otočného mechanizmu	35
7.3 Výpočet hnacieho hriadeľa z hľadiska pevnosti a pružnosti	39
7.3.1 Výpočet reakcií pod ložiskami a výpočet ohybových momentov	39
7.3.2 Voľba a výpočet životnosti ložísk na hriadeli	42

8	Otočná koľaj.....	44
	Záver	45
	Zoznam použitých skratiek a symbolov	49
	Zoznam príloh	54

ÚVOD

Bakalárska práca pojednáva o dopravníkovej technike používanej v automobilovom priemysle. Na základe požadovaných výrobných kapacít sú navrhnuté dopravníkové systémy, ktoré okrem presunu medzi linkami slúžia ako pojazdný sklad. Vďaka ich dĺžke, vedia aktívne uskladňovať karosérie. Otočné pozičné stoly sa používajú na zmenu smeru dráhy dopravovanej karosérie v dôsledku spojenia výrobných liniek a správneho logistického presunu medzi nimi. Konštrukcia otočných pozičných stolov závisí od požadovaných výrobných kapacít, zástavbových rozmerov a aktívneho otočenia karosérie.

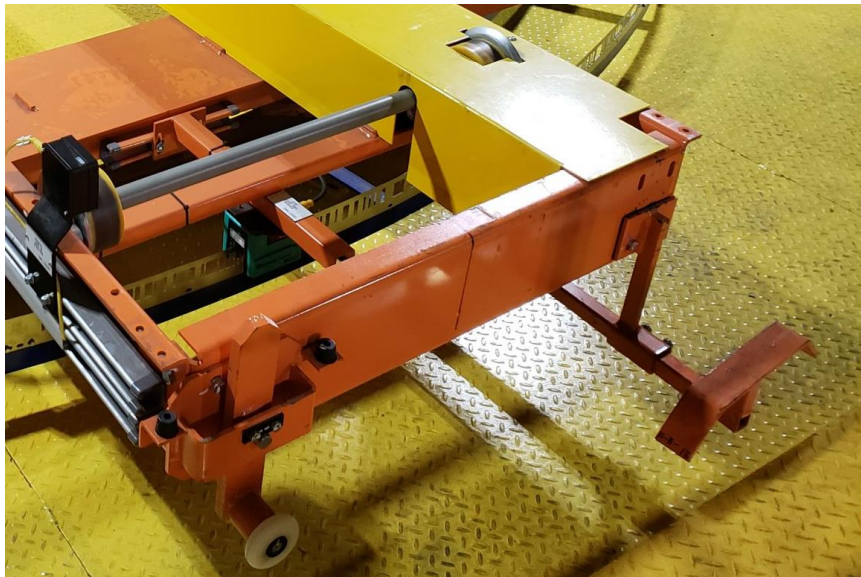
Cieľom bakalárskej práce je koncepčný návrh otočného pozičného stolu. Otočný pozičný stôl je súčasťou valčekového dopravníku pre presun karosérie o hmotnosti 600 kg na transportnom ráme o hmotnosti 250 kg. Celkový uhol otočenia je 180°, z toho pracovný uhol je 90°. Stôl má možnosť reverzného chode otáčania a chodu valčekového dopravníku.



Obr. 1 Otočný pozičný stôl spoločnosti Barcelona disseny industrial [25]

1 OTOČNÉ POZIČNÉ STOLY V OBLASTI AUTOMOTIVE

V oblasti Automotive sa otočne pozičné stoly používajú na zmenu smeru dráhy alebo otočeniu prepravovaného materiálu, konkrétne karosérie vo zvarovni alebo lakovni. Karosérie sú prepravované na transportných rámoch, ktoré voláme skidy. Vďaka tomu otočné stoly v automobilkách voláme skidové otočné dopravníky. Skidový otočný dopravník je valčekový dopravník, ktorý je uložený na otočnej dráhe. Skladá sa z valčekov, ktorých počet závisí na dĺžke a type otočného stolu. Vo väčšine prípadov sú valčeky potiahnuté polyuretánom, kvôli zníženiu hlučnosti prepravovaného skidu s karosériou a zlepšuje trecie vlastnosti medzi skidom a valčekom. Pri úplne automatizovaných linkách, kde nie je pohyb človeka a nekladie sa dôraz na hlučnosť, sa používajú aj oceľové valčeky. Prevažná časť valčekov ma na jednej strane nákovky, ktoré zabraňujú skidu s karosériou akémukoľvek nežiadúcemu posunu do strán. Aktuálne sa používa veľa druhov nákoviek, v závislosti na určení prepravovaného materiálu. Najviac používané sú nákovky na jednej kladke s oboch strán alebo na oboch kladkách s jednej strany. Valčeky sú poháňané elektromotorom. Krútiaci moment je prenášaný ozubeným remeňom, pretože zabezpečuje vysokú účinnosť a tichý chod valčekového dopravníku. Pohon otáčania skidových otočných dopravníkov je pomocou elektromotoru, ktorý je priamo napojený na pojazďové koleso. Skidové otočné dopravníky majú zväčša 4 pojazďové kolesa, ktoré jazdia po otočnej koľaji. Ak otočná koľaj nie je uzavretá, na konci otočného stolu sa nachádza mechanická zarážka, ktorá slúži pri otáčaní stolu v manuálnom režime. Mechanická zarážka zabraňuje chybe pri obsluhu a pohybu skidu po valčekovej dráhe. Pracuje nezávisle na elektrickej časti. Vo väčšine prípadov ide o preklopnú páku, na ktorej je koliesko. Preklopná páka zabraňuje pohybu skidu pri otáčaní. Na nadväzujúcom valčekovom dopravníku sa nachádza mostík. Princíp fungovania spočíva vtom, že keď kyvný stôl príde do koncovej polohy, koliesko s pákou vybehne na mostík valčekovej trate. Vtom sa páka preklopí o určitý uhol a otvorí skidu cestu na prepravu ku ďalšej výrobnjej operácii.



Obr. 2 Mechanická zarážka FATA Automation [1]

Valčekový dopravník ako aj otoč sú riadené dvoma spôsobmi. Prvý spôsob je riadenie pomocou spúšťača dostávajúci pokyny od ovládacieho pultu v manuálnom režime. Druhý spôsob riadenia je priamo programovacím logickým automatom v automatickom režime [34].

V oblasti Automotive sa používajú dva typy skidových otočných dopravníkov: kyvné stoly a otočné stoly.

1.1 KYVNÉ STOLY

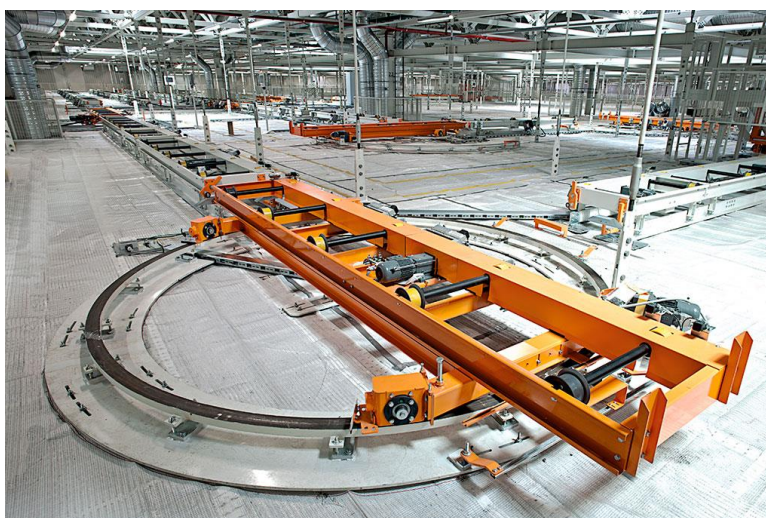
Kyvné stoly sa používajú na otočenie karosérie od 10 do 135 stupňov v závislosti na danom rozložení linky. U väčších uhlov ako 90 stupňov uvažujeme nad tým, aby prejazdová rýchlosť bola dostatočná a nebrzdila linku. Ak zástavbové podmienky dovoľia, môžu byť použité v danej situácii dva kyvné stoly alebo v prípade nedostatku miesta je hľadané iné riešenie [34].



Obr. 3 Kyvný stôl spoločnosti SFI [2]

1.2 OTOČNÉ STOLY

Druhým typom skidových otočných dopravníkov v Automotive sú otočné stoly. Ich hlavnou výhodou je uhol otočenia, ktorý môže byť 360 stupňov. Otočné stoly sa hlavne používajú k otočeniu karosérie o 180 stupňov alebo na miestach, ktoré majú obmedzené zástavbové rozmery a tak nie je možné použiť na týchto miestach kyvné stoly.

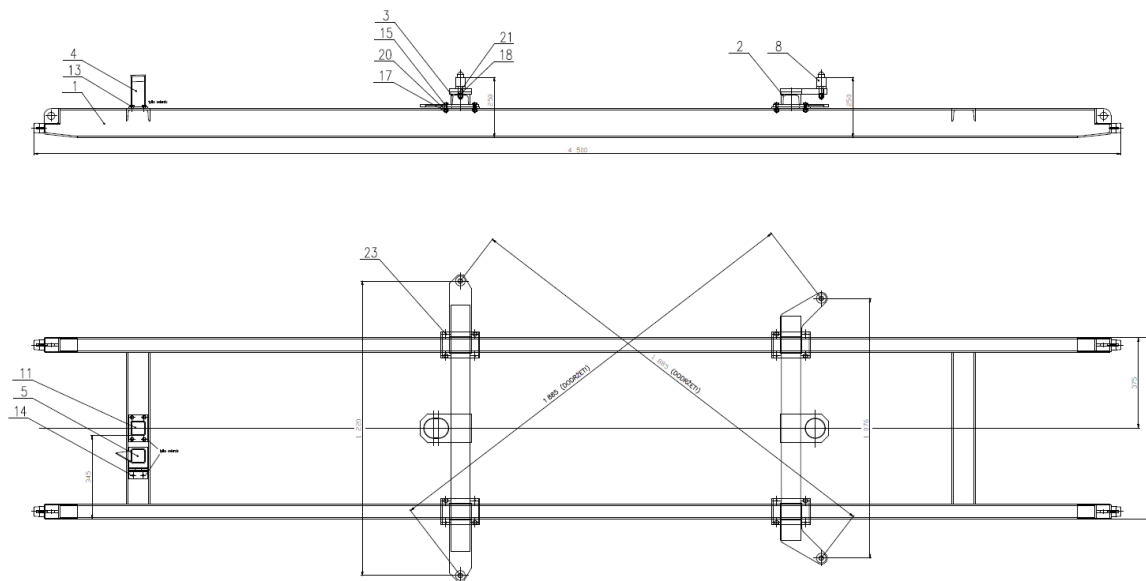


Obr. 4 Otočný stôl spoločnosti Sturm-Gruppe [3]

1.3 TRANSPORTNÝ RÁM

V Automotive sa transportný rám nazýva skid. V súčasnej dobe je to základný typ transportného rámu, ktorý sa používa v oblasti zvarovne a lakovne. Karoséria je položená na skide (obr. 5), uložená na trňoch pomocou RPS bodov. Skid je navrhnutý tak, aby bol kompatibilný pre všetky typy karosérie.

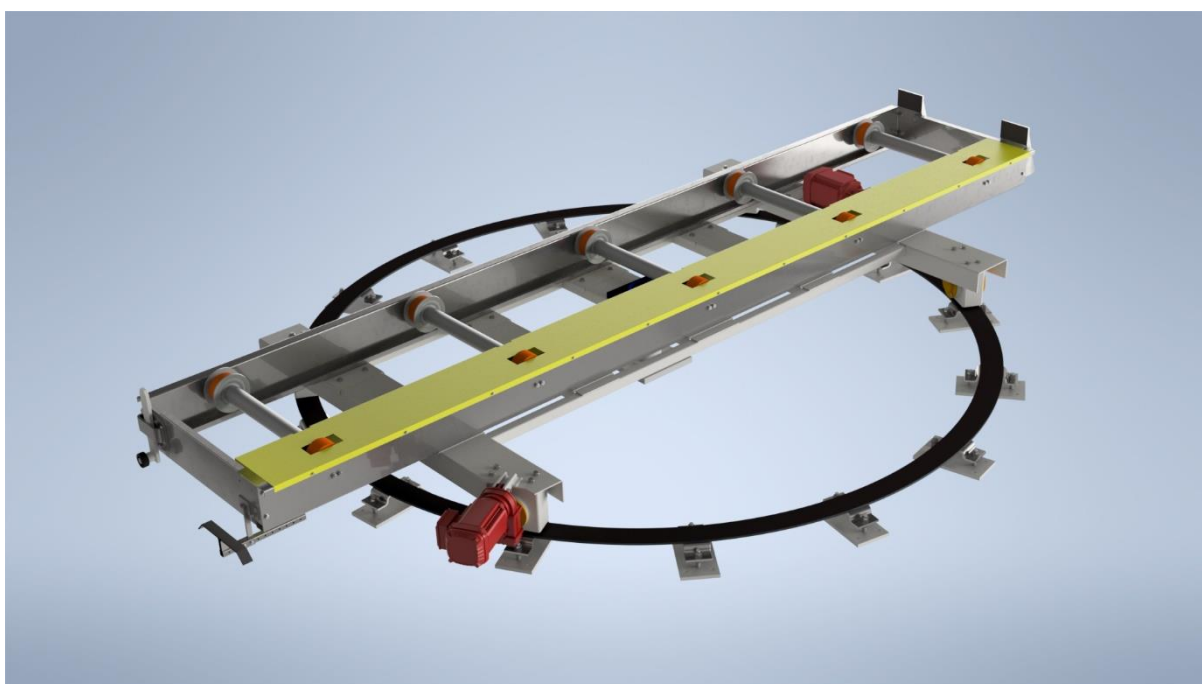
Hlavná časť skidu je tvorená uzatvoreným obdĺžnikovým profilom a tyčí prierezu U, ktoré sú k sebe privarené. Vďaka tomu je skid dostatočne tuhý. Pre časť lakovne sú na koncoch trňov zámky. Slúžia na uchopenie karosérie zo skidu pri zaplavovaní v kúpeľoch, kde sa nanáša na povrch elektrostatická podkladová ochranná vrstva laku [24].



Obr.5 Výkres transportného rámu [24]

2 KONCEPČNÝ NÁVRH OTOČNÉHO STOLU

Otočný pozičný stôl bude riešený kombináciou poháňanej valčekovej trate a otočného mechanizmu. Valčeková trať bude tvorená valčkami od spoločnosti Dugom Rulli, ktorá sa špecializuje na výrobu valčekov a kladiek pre skidovú dopravu v oblasti Automotive. Pohonné jednotky otočného mechanizmu a valčekovej trate budú od spoločnosti SEW-Eurodrive. U valčekovej trate bude použitý čelný prevodový motor rady DRN. U otočného mechanizmu bude použitý plochý prevodový motor rady DRN. Prenos krútiaceho momentu medzi jednotlivými valčkami bude zabezpečovať 5 smyčiek ozubených remeňov od spoločnosti Gates. Pohonná jednotka otoče bude priamo napojená na jedno z pojazdových kolies otočného mechanizmu. Otočný stôl sa bude otáčať okolo stredového čapu. Plynulosť otáčania bude zabezpečená plastovým puzdrom. Remeňové smyčky budú zakrytované krycím plechom. Na krajoch bude poistka a mechanická zádržka proti nežiaducemu pohybu skidu pri otáčaní.



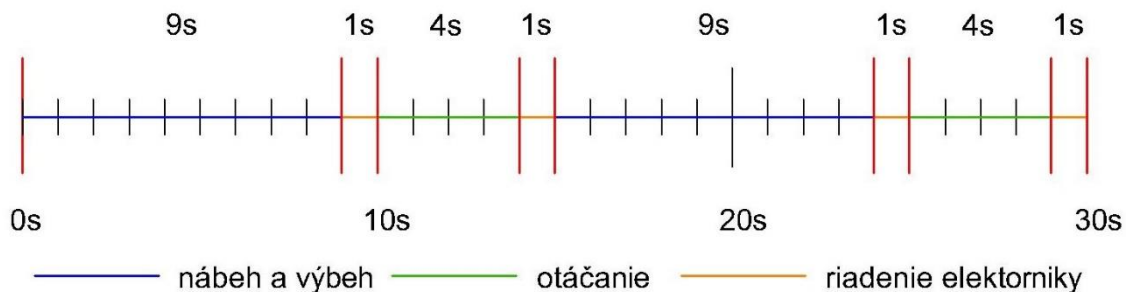
Obr. 6 Konceptný návrh otočného stolu v 3D programe Inventor

3 PRACOVNÝ TAKT OTOČNÉHO STOLU

Požiadavky na plynulosť dopravy karosérie je v súčasnej dobe veľmi vysoká. Tento fakt je zapríčinený neustálym zvyšovaním výroby. Dopyt po vozidlách stále rastie a výrobcovia sa snažia skracovať čakacie lehoty zrýchľovaním výrobného procesu.

3.1 ROZVAHA ČASU

Zo zadania je definovaný pracovný čas do 60 sekúnd. Za tento čas musí skid nabehnúť na otočný stôl, otočiť sa o 90° v horizontálnom smere, prejsť na nadväzujúci skidový dopravník a vrátiť sa do počiatočnej polohy. Čas nábehu a výbehu skidu volím $t_1 = 9\text{ s}$. Čas otáčania o 90° volím $t_2 = 4\text{ s}$. Čas potrebný na riadenie elektroniky pohonov a senzorov volím $t_3 = 1\text{ s}$. Vybrané hodnoty som volil na základe zabezpečenia plynulosti skidovej dopravy v oblasti zvarovne. Na obr. 7 je časová os, ktorá znázorňuje jednotlivé časové intervaly. Celkový čas potrebný na pracovný takt otočného stolu je $t_c = 30\text{ s}$.



Obr. 7 Časová osa otočného stolu

3.2 VÝPOČET RÝCHLOSTI POJAZDU SKIDOVÉHO DOPRAVNÍKA

$$s_1 = v_p \cdot t_1 \quad (1)$$

$$v_p = \frac{s_1}{t_1} = \frac{4,5}{9} = 0,5 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1} \quad (2)$$

Kde: v_p $\text{m} \cdot \text{s}^{-1}$ rýchlosť pojazdu skidového dopravníka
 s_1 m dĺžka dopravníka
 t_1 s čas nábehu a výbehu

3.3 VÝPOČET RÝCHLOSTI OTÁČANIA SKIDOVÉHO DOPRAVNÍKA

$$\omega_s = \frac{\varphi}{t_2} = \frac{\pi}{2} / 4 = 0,39 \text{ rad} \cdot \text{s}^{-1} \quad (3)$$

$$v_r = \omega_s \cdot r_s = 0,39 \cdot 1,55 = 0,6 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1} \quad (4)$$

Kde: v_r $\text{m} \cdot \text{s}^{-1}$ rýchlosť otáčania skidového dopravníka
 φ rad uhol otočenia otočného stolu
 t_2 s čas otočenia o 90°
 ω_s $\text{rad} \cdot \text{s}^{-1}$ uhlová rýchlosť otočného mechanizmu
 r_k m polomer otočnej koľajnice

4 NÁVRH VALČEKOVEJ TRATE

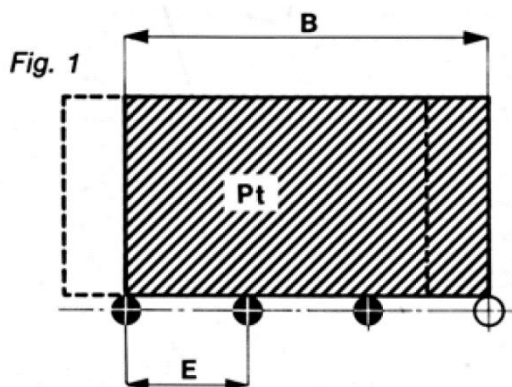
4.1 POČET VALČEKOV

Presný počet valčekov je zvolený na základe nadväznosti na skidový dopravník. Pri presúvaní transportného rámu po skidovom dopravníku vidieť, že v každom bode pohybu je skid podporený 5 valčkami. Dĺžka skidu je $B = 4500 \text{ mm}$. Pre zachovanie podpory, valčeková trať je tvorená 5 valčkami. Výpočet orientačného rázvoru je výrobcom deklarovaný pomocou vzťahu [21].

$$E = B : n = 4500 : 5 = 900 \text{ mm} \quad (5)$$

kde: E mm rázvor valčekov
 B mm celková dĺžka skidu
 n - počet valčekov

Presný rázvor je určený na základe vhodného katalógového ozubeného remeňa HTD.



Obr. 8 Schéma rázvoru valčekov DugomRulli [21]

4.2 MAXIMÁLNE ZAŤAŽENIE JEDNÉHO VALČEKA

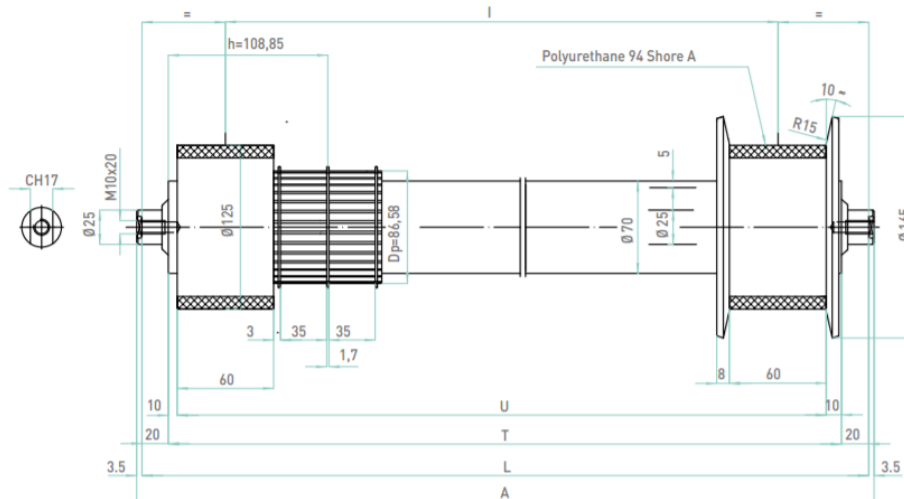
Maximálne zaťaženie jedného valčeka je vypočítané pomocou vzťahu

$$q = \frac{m_c}{k} \cdot g = \frac{m_{skid} + m_k}{k} \cdot g = \frac{200 + 650}{5} \cdot 9,81 = 1667,7 \text{ N} \quad (6)$$

kde:
 m_c kg celková hmotnosť nákladu
 m_k kg hmotnosť karosérie
 m_{skid} kg hmotnosť skidu
 g $\text{m} \cdot \text{s}^{-1}$ gravitačné zrýchlenie
 q N zaťaženie jedného valčeka

4.3 VOĽBA VALČEKOV

Na základe zaťaženia na jeden valček sú zvolené valčky spoločnosti Dugom Rulli s identifikačným číslom 329833W z katalógu spoločnosti [4] str. 12. Tento typ valčka najlepšie korešponduje s rozmermi skidu od spoločnosti Škoda Auto a spĺňa všetky únosné a rýchlostné parametre. Disponuje širokou remenicou HTD 8M rozdelenou medzi krúžkom na dve vetvy.



Obr. 9 Dopravný valček Dugom Rulli [4]

Technické informácie: [4] str.12

- priemer valčeku $D_v = 125$ mm
- hrúbka steny $s = 5$ mm
- maximálne statické zaťaženie valčeka $F = 6000$ N
- maximálne dynamické zaťaženie valčeka $F = 4370$ N pri dopravnej rýchlosti $0,5 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1}$
- maximálna dopravná rýchlosť $2 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1}$
- celková dĺžka hriadeľa valčeka $A = 817$ mm
- priemer rozostúpenej kružnice ozubeného kolesa $D_p = 86,58$ mm
- osadenie v ložiskách 6305-2RS

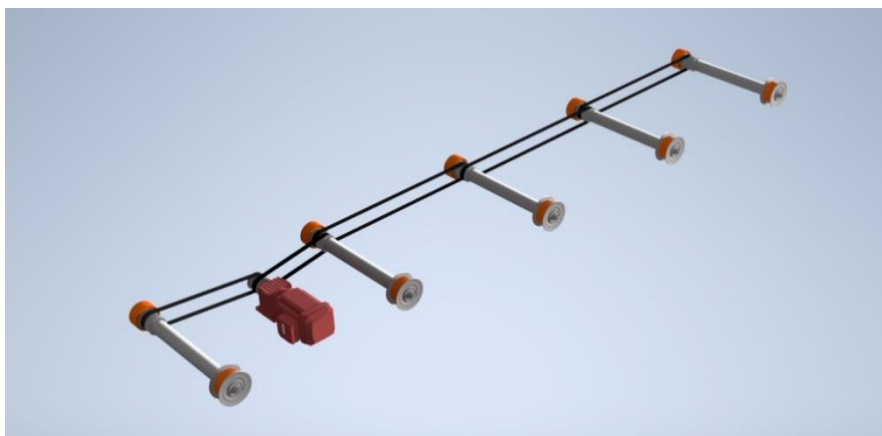
Valčky sú osadené vo výlisku spoločnosti DugomRulli s označením 110249 [23] str. 5. Ich tvar umožňuje jednoduchú montáž a napínanie remeňov.



Obr. 10 3D model výlisku osadenia

4.4 VOĽBA USPORIADANIA POHONU VALČEKOV

Pohon valčekovej trate je zabezpečený pomocou remeňových smyčiek. Umiestnenie pohonu je medzi prvým a druhým valčekom nad pojazdvými kolesami otočného mechanizmu. Toto riešenie je výhodné kvôli dostatočnému miestu pre pohonnú jednotku. Usporiadanie pohonu je vidieť z obr. 11.



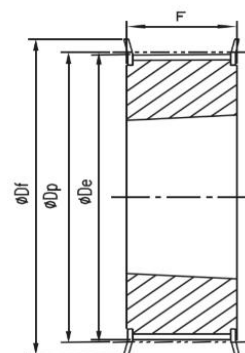
Obr. 11 3D model navrhovanej valčekovej trate

4.5 VOĽBA REMENICE POHONU VALČEKOVEJ TRATE

Aby bol zachovaný prevodový pomer medzi pohonom a valčekom, je zvolená remenica HTD 8M od spoločnosti Optibelt s katalógovým číslom TB 34 8M 30 [5] str. 2. Remenica má rovnaké rozmery ako remenice na valčekom. Remenica je upevnená na pohonnej jednotke prostredníctvom kužeľového upínacieho puzdra TB 1615 [6] str. 1, ktorý odporúča sám výrobca. Priemer otvoru kužeľového puzdra je závislý na priemere výstupného hriadeľa pohonnej jednotky.

Technické parametre : [5]

- | | |
|---------------------------------|--------------------------|
| - priemer rozostúpenej kružnice | $D_p = 86,58 \text{ mm}$ |
| - priemer bočnice | $D_f = 91 \text{ mm}$ |
| - šírka remenice | $T = 38 \text{ mm}$ |
| - typ kužeľového puzdra | TB 1615 |
| - hmotnosť | $m = 0,77 \text{ kg}$ |

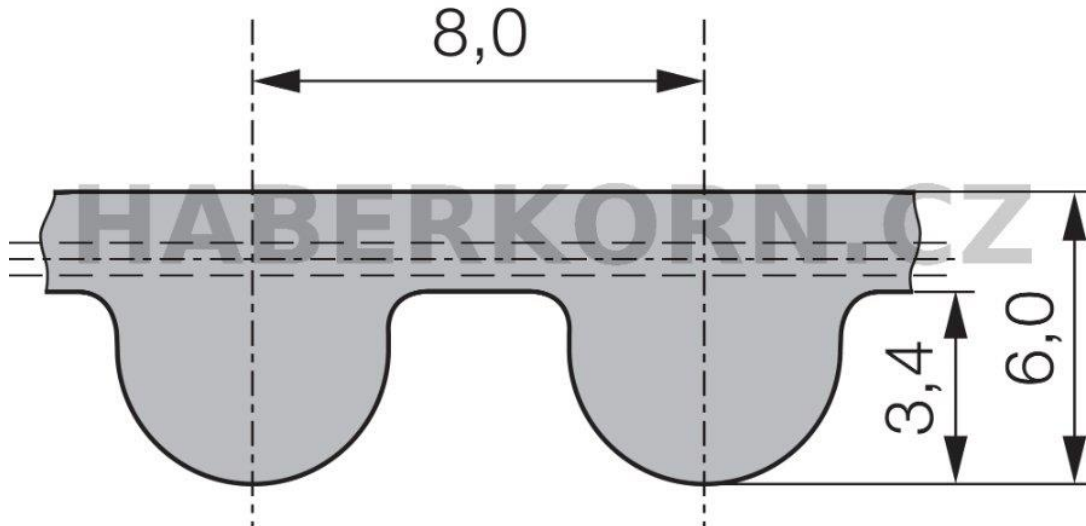


Obr. 12 Remenica Optibelt [5]

4.6 VOĽBA REMEŇA

Voľba remeňa závisí na hmotnosti prepravovaného materiálu a na vzdialenosti osy jednotlivých valčekov. Z kapitoly 3.1 je orientačná vzdialenosť osy valčekov $E = 900 \text{ mm}$ a valčeková trať je tvorená 5 valčekom. Skutočná vzdialenosť je určená vhodným výberom remeňa, ktorý je normalizovaný. Všetky valčeky sú poháňane jeden od druhého. Valčeková trať sa skladá z dvoch hnacích smyčiek a z troch hnaných smyčiek. Pre valčekovú trať sú zvolené ozubené neoprénové remene HTD od firmy Gates. Neoprénové remene HTD sú v súčasnej dobe najuniverzálnejším typom synchronných ozubených remeňov. Skladajú sa z ťahaných

skleníkových vlákien, neoprénového tela a nylonového povrchu. Skleníkové vlákna poskytujú vysokú pevnosť, vynikajúcu životnosť v ohybe a vysokú odolnosť proti predĺženiu. Neoprénové telo poskytuje ochranu pred špinou, masťou a vlhkosťou. Nylonový povrch zubov poskytuje odolný opotrebitelný povrch pre dlhú životnosť. Výhodou je bez údržbové, čisté riešenie pre valčekovú reťaz prevodovej jednotky a nie je potrebné mazanie a napínanie. Prenášajú výkony až do 1000kW. Pracovná teplota je v intervale od $-30\text{ }^{\circ}\text{C}$ do $100\text{ }^{\circ}\text{C}$ [22].



Obr. 13 Ozubený remeň Gates, distribúcia Haberkorn [7]

4.6.1 NÁVRH HNACEJ REMEŇOVEJ SMYČKY

Otočný pozičný stôl je poháňaný dvoma hnacími remeňovými smyčkami (obr . 14). Ľavá hnacia smyčka poháňa prvý valček. Pravá hnacia remeňová smyčka poháňa ostatné valčky. Toto riešenie umožňuje dobrý prenos krútiaceho momentu. Celková dĺžka remeňovej smyčky (l_{C1} -ľavá remeňová smyčka, l_{C2} - pravá remeňová smyčka) sa rovná súčtu osovej vzdialenosti medzi valčekom a výstupným hriadeľom pohonnej jednotky (L_1 - ľavá remeňová smyčka, L_2 - pravá remeňová smyčka) a obvodu remenice O_1 na valčeku a pohonnej jednotke.

Osová vzdialenosť ľavej remeňovej smyčky je zvolená $L_1 = 576\text{ mm}$

$$l_{C1} = O_1 + 2 \cdot L_1 \quad (7)$$

$$O_1 = \pi \cdot Dp = \pi \cdot 86,58 = 272\text{ mm} \quad (8)$$

Dosadenie do rovnice (7)

$$l_{C1} = 272 + 2 \cdot 576 = 1424\text{ mm} \quad (9)$$

Celkovú dĺžku remeňovej smyčky je potrebné po deliť rozstupom remeňa p_1 k určení počtu zubov Z_1 remeňovej smyčky.

$$Z_1 = \frac{l_{C1}}{p_1} = \frac{1424}{8} = 178 \quad \rightarrow Z_1 = 178 \quad (10)$$

Osová vzdialenosť pravej remeňovej smyčky je určená z 3D modelu $L_2 = 396,807\text{ mm}$

$$l_{c2} = O_1 + 2 \cdot L_2 \quad (11)$$

$$l_{c2} = 272 + 2 \cdot 396,807 = 1065,613 \text{ mm} \quad (12)$$

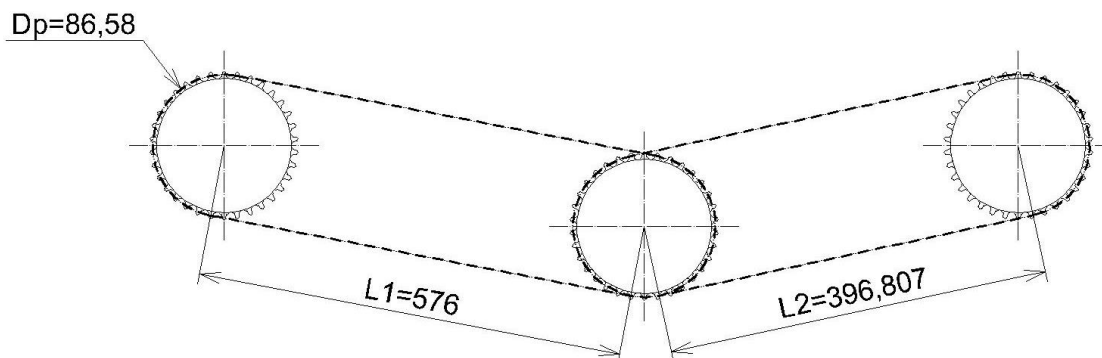
Celkovú dĺžku remeňovej smyčky je potrebné podeliť rozstupom remeňa p_1 k určení počtu zubov Z_2 remeňovej smyčky. Výsledný počet zubov je nutné zaokrúhliť na celé číslo.

$$Z_2 = \frac{l_{c2}}{p_1} = \frac{1065,613}{8} = 133,202 \quad \rightarrow Z_2 = 133 \quad (13)$$

Na základe výpočtu hnaných remeňových smyčiek sú zvolené remene s kódom tovaru T24116 a T38299 firmy Haberkorn [8].

Technické parametre remeňov: [8]

	T24116	T38299
- dĺžka	1424mm	1064mm
- počet zubov	178	133
- šírka remeňa	30mm	30mm
- profil	HTD	HTD
- rozstup	8	8
- remeň	neoprén	neoprén
- ťažný kord	sklenené vlákno	sklenené vlákno



Obr. 14 Hnacia remeňová smyčka

4.6.2 NÁVRH HNANEJ REMEŇOVEJ SMYČKY

Hnaná remeňová smyčka je tvorená remenicami na jednotlivých valčekoch. Výpočet remeňovej smyčky l_{c3} je rovnaký ako v predošlej podkapitole. Celková dĺžka remeňovej smyčky je súčet obvodu remenice O_1 a dvojnásobnej osovej vzdialenosti valčekov L_3 . Zvolený remeňový prevod je vidieť na obr. 15.

$$l_{c3} = O_1 + 2 \cdot L_3 \quad (14)$$

$$l_{c3} = 272 + 2 \cdot 964 = 2200 \text{ mm}$$

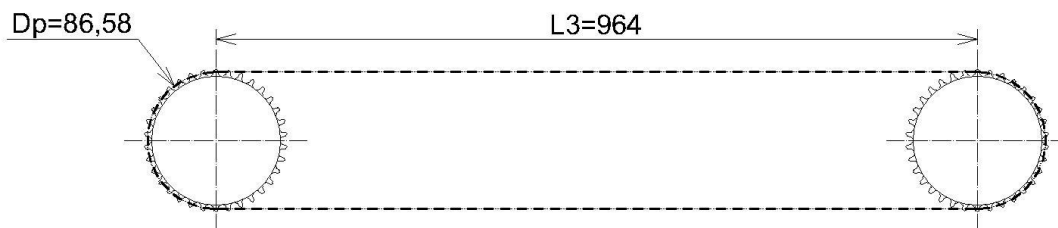
Celkovú dĺžku remeňovej smyčky je potrebné podeliť rozstupom remeňa p_1 k určeniu počtu zubov Z_1 remeňovej smyčky.

$$Z_3 = \frac{l_{c3}}{p_1} = \frac{2200}{8} = 275 \quad \rightarrow Z_3 = 275 \quad (15)$$

Na základe výpočtu hnanej remeňovej smyčky je zvolený remeň s katalógovým číslom T79699 firmy Haberkorn [8].

Technické parametre: [8]

- dĺžka 2200 mm
- počet zubov 275
- šírka remeňa 30 mm
- profil HTD
- rozstup 8
- remeň neoprén
- ťažný kord sklenené vlákna



Obr. 15 Hnaná remeňová smyčka

Katalógové čísla sú od firmy Haberkorn, ktorá zabezpečuje distribúciu ozubených remeňov značky Gates na území Českej republiky.

5 NÁVRH POHONU VALČEKOVEJ TRATE

Pre zistenie pohonu valčekovej trate je nutné vypočítať výkon motoru, menovité otáčky na výstupnom hriadeľi motoru a výstupný točivý moment. Na základe výsledkov je z katalógu výrobcu pohonných jednotiek vybraný správny pohon valčekovej trate. Následne je urobená kontrola pohonnej jednotky na rozbeh.

5.1 VÝPOČET VÝKONU MOTORA VALČEKOVEJ TRATE

VÝPOČET SKUTOČNÉHO VÝKONU

Teoretický výkon motoru, ktorý poháňa valčekovú trať je vypočítaný na základe súčtu trecej sily a rýchlosti valčekov, kde rýchlosť pojazdu je vypočítaná z rovnice (2) $v_p = 0,5 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1}$

$$P_{teor} = F_t \cdot v_p \quad (16)$$

Trečia sila je počítaná z rovnice o valivom trení.

$$F_t = \xi_1 \cdot \frac{2 \cdot F_N}{D_v} \quad (17)$$

kde:

ξ_1	m	rameno valivého odporu [9]
F_N	N	normálová sila
m_c	kg	celková hmotnosť karosérie so skidom
g	$m \cdot s^{-1}$	gravitačné zrýchlenie
D_v	m	priemer použitých valčekov

$F_N[N]$ normálová sila je vypočítaná ako súčin celkovej hmotnosti karosérie vozidla zo skidom m_c a gravitačného zrýchlenia g [$m \cdot s^{-1}$].

$$F_t = \xi_1 \cdot \frac{2 \cdot m_c \cdot g}{D_v} = 0,0077 \cdot \frac{2 \cdot 850 \cdot 9,81}{0,125} = 266,832 \text{ N} \quad (18)$$

Dosadením trecej sily do rovnice (16) je vypočítaný potrebný teoretický výkon.

$$P_{teor} = F_t \cdot v_p = 266,832 \cdot 0,5 = 133,416 \text{ W} \quad (19)$$

Skutočný výkon P_{skut} je získaný podielom teoretického výkonu P_{teor} s účinnosťou ozubeného remeňa η na počet smyčiek n . V literatúre [10] str. 49 sa uvádza účinnosť remeňa až 95 %.

$$P_{skut} = \frac{P_{teor}}{\eta^n} = \frac{106,73}{0,95^5} = 140,292 \text{ W} \quad (20)$$

VÝPOČET OTÁČOK NA VÝSTUPNOM HRIADELI PREVODOVKY POHONNEJ JEDNOTKY

Keďže rýchlosť v_p na obvode valčekov bola zvolená, na základe vzťahu je vypočítaná hodnota otáčok n_1 na výstupnom hriadeľi prevodovky motoru.

$$n_1 = \frac{v_p}{\pi \cdot Dv} = \frac{0,5}{\pi \cdot 0,125} = 1,273 \text{ s}^{-1} = 76,38 \text{ min}^{-1} \quad (21)$$

VÝPOČET KRÚTIACEHO MOMENTU NA VÝSTUPNOM HRIADELI POHONNEJ JEDNOTKY

Pre výpočet krútiaceho momentu M_k je použitý základný vzťah na vypočítanie výkonu.

$$P_{Skut} = M_k \cdot \omega_1 \quad (22)$$

kde:

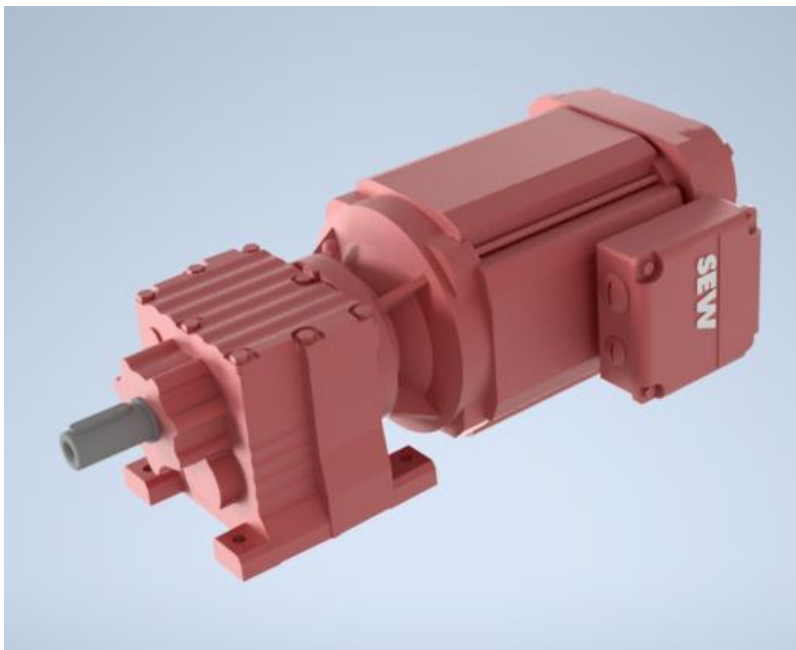
P_{Skut} W skutočný výkon
 M_k Nm krútiaci moment na výstupnej hriadeľ
 ω_1 $rad \cdot s^{-1}$ uhlová rýchlosť

$$M_k = \frac{P_{Skut}}{\omega_1} = \frac{P_{Skut}}{2 \cdot \pi \cdot n_1} = \frac{140,292}{2 \cdot \pi \cdot 1,273} = 17,537 \text{ Nm} \quad (23)$$

Na základe vypočítaných parametrov je zvolená pohonná jednotka od firmy SEW-Eurodrive s typovým označením R17DRN71MS4. Je to čelný prevodový motor konštrukčnej rady DRN so štyrmi pólmi [11].

P_{m1}	n_{a1}	M_{a1}	i_1	f_{B1}	J_{mot1}	m_{m1}
[kW]	[l/min]	[Nm]			[$10^{-4} kg \cdot m^2$]	[kg]
0,25	71	33	19,71	2,5	5,42	10,2

Tabuľka 1 Základné parametre motora [11]



Obr. 16 3D model čelného prevodového motora

5.2 KONTROLA ROZBEHU POHONNEJ JEDNOTKY

Zvolený čelný prevodový motor je nutné skontrolovať na rozbeh, aby sa potvrdilo, že zvolený motor je správny a rozbehne valčekovú trať so skidom a karosériou z kľudového stavu. Kontrola je zrealizovaná podľa [12] str. 11-12. Aby sa zistila správnosť výberu motora, musí platiť podmienka:

$$M_m > M_{roz} \quad (24)$$

kde:

M_m	Nm	moment na hriadelí motora pri rozbehu
M_{roz}	Nm	rozbehový moment redukovaný na hriadelí motora

DOBA ROZBEHU PREPRAVOVANÉHO MATERIÁLU

Doba rozbehu udáva, za aký čas sa prepravovaný materiál rozbehne z kľudového stavu na obvodovú rýchlosť valčeka. Súčiniteľ šmykového trenia guma-ocel' podľa tabuľky [9] má hodnotu $\mu = 0,8$. Hodnota $k_p = 5$ určuje počet poháňaných valčekov, $k_1 = 5$ určuje počet valčekov ktoré sa nachádzajú v každom okamihu pod skidom. Doba rozbehu je vyjadrená zo vzťahu:

$$a_1 = \frac{v_1}{t_s} \quad (25)$$

$$t_s = \frac{v_1}{a_1} = \frac{v_1}{\frac{k_p \cdot g \left(\mu - \frac{2 \cdot \xi}{D_v} \right)}{k_1}} = \frac{0,5}{\frac{5 \cdot 9,81 \left(0,8 - \frac{2 \cdot 0,002}{0,125} \right)}{5}} = 0,064 \text{ s} \quad (26)$$

Kde:

t_s	s	doba rozbehu
v_1	$m \cdot s^{-1}$	obvodová rýchlosť valčeka = v_p
g	$m \cdot s^{-1}$	gravitačné zrýchlenie
D_v	m	priemer valčeka
ξ	m	rameno valivého odporu [9]

VÝPOČET ROZBEHOVÉHO MOMENTU REDUKOVANÉHO NA HRIADELI MOTORU

Rozbehový moment je vyjadrený ako súčet všetkých momentov.

$$M_{roz1} = M_{o1} + M_{zr1} + M_{zp1} + M_{t1} \quad (27)$$

kde:

M_{o1}	Nm	moment od stálych odporov
M_{zr1}	Nm	moment zrýchľujúcich rotačných hmôt
M_{zp1}	Nm	moment zrýchľujúcich síl priamočiare pohybujúcich sa hmôt
M_{t1}	Nm	moment trecí

VÝPOČET MOMENTU OD STÁLÝCH ODPOROV

Moment od stálych odporov sa rovná krútiacemu momentu vypočítaného v kapitole 5.1.

$$M_{o1} = M_{k1} = 17,537 \text{ Nm} \quad (28)$$

VÝPOČET ZOTRVAČNÉHO MOMENTU JEDNÉHO VALČEKA

Hmotnosť valčeka $m_v = 7 \text{ kg}$ je známa z 3D modelu valčeka.

$$J_v = m_v \cdot R_s^2 = m_v \cdot \left(\frac{r_v - s}{2}\right)^2 = 7 \cdot \left(\frac{0,0625 - 0,005}{2}\right)^2 = 5,786 \cdot 10^{-3} \text{ kg} \cdot \text{m}^2 \quad (29)$$

Kde:

J_v	$\text{kg} \cdot \text{m}^2$	moment zotrvačnosti
r_v	m	polomer valčeka
s	m	hrúbka steny

VÝPOČET UHLOVÉHO ZRÝCHLENIA JEDNÉHO VALČEKA

$$\varepsilon_1 = \frac{\omega_v}{t_s} = \frac{2 \cdot v_1}{t_s \cdot D_v} = \frac{2 \cdot 0,5}{0,05 \cdot 0,125} = 160 \text{ rad} \cdot \text{s}^{-2} \quad (30)$$

Kde:

ε_1	$\text{rad} \cdot \text{s}^{-2}$	uhlové zrýchlenie
ω_v	$\text{rad} \cdot \text{s}^{-1}$	uhlová rýchlosť valčeka
t_s	s	doba rozbehu
v_1	$\text{m} \cdot \text{s}^{-1}$	obvodová rýchlosť valčeka
D_v	m	priemer valčeka

VÝPOČET MOMENTU ZRÝCHĽUJÚCICH SÍL ROTAČNÝCH HMÔT

$$M_{zr1} = k_p \cdot J_v \cdot \varepsilon_1 \cdot \frac{1}{i_1 \cdot n_r^5} = 5 \cdot 5,786 \cdot 10^{-3} \cdot 160 \cdot \frac{1}{19,71 \cdot 0,95^5} = 0,247 \text{ Nm} \quad (31)$$

Kde:

M_{zr1}	Nm	moment zrýchľujúcich síl rotačných hmôt
k_p	-	počet poháňaných valčekov
J_v	$\text{kg} \cdot \text{m}^2$	moment zotrvačnosti valčeka
ε_1	$\text{rad} \cdot \text{s}^{-2}$	uhlové zrýchlenie valčeka
i_1	-	prevodový pomer motoru
n_r	-	účinnosť ozubeného remeňa

VÝPOČET MOMENTU ZRÝCHĽUJÚCICH SÍL PRIAMOČIARE SA POHYBUJÚCICH HMÔT

$$M_{zp1} = m_c \cdot \frac{v_1 \cdot D_v}{2 \cdot t_s \cdot i_1 \cdot \eta_r^5} = 850 \cdot \frac{0,5 \cdot 0,125}{2 \cdot 0,05 \cdot 19,71 \cdot 0,95^5} = 28,342 \text{ Nm} \quad (32)$$

Kde:

M_{zp1}	Nm	moment zrýchľujúcich síl priamočiare sa pohybujúcich hmôt
m_c	kg	celková hmotnosť skidu s karosériou
v_1	$m \cdot s^{-1}$	obvodová rýchlosť valčeka
D_v	m	priemer valčeka
t_s	s	doba rozbehu
i_1	-	prevodový pomer motoru
n_r	-	účinnosť ozubeného remeňa.

VÝPOČET TRECIEHO MOMENTU

$$M_{t1} = m_c \cdot g \cdot \mu \cdot \frac{D_v}{2 \cdot i_1 \cdot \eta_r^5} = 850 \cdot 9,81 \cdot 0,8 \cdot \frac{0,125}{2 \cdot 19,71 \cdot 0,95^5} = 22,243 Nm \quad (33)$$

Kde:

M_{t1}	Nm	trecí moment
m_c	kg	hmotnosť skidu s karosériou
g	$m \cdot s^{-1}$	gravitačné zrýchlenie
μ	-	súčiniteľ šmykového trenia guma – oceľ
D_v	m	priemer valčeka
i_1	-	prevodový pomer motoru
n_r	-	účinnosť ozubeného remeňa

VÝPOČET MOMENTU NA HRIADELI MOTORA PRI ROZBEHU

Prevádzkový súčiniteľ vychádza z technickej dokumentácie pohonnej jednotky [11].

$$M_{m1} = f_b \cdot \frac{P_{m1}}{\omega_{m1}} = f_b \cdot \frac{P_{m1}}{2 \cdot \pi \cdot n_{m1}} = 2,5 \cdot \frac{250}{2 \cdot \pi \cdot \frac{n_m}{60}} = 84,061 Nm \quad (34)$$

Kde:

M_{m1}	Nm	moment na hriadeľ motora pri rozbehu
f_{b1}	-	prevádzkový súčiniteľ
P_{m1}	W	výkon motoru
n_{m1}	$min \cdot s^{-1}$	výstupné otáčky motora

KONTROLA MOTORA NA ROZBEH

$$M_{roz1} = M_{o1} + M_{zr1} + M_{zp1} + M_{t1} \quad (35)$$

$$M_{roz1} = 17,537 + 0,247 + 28,342 + 22,243 = 68,369 Nm$$

Zvolená pohonná jednotka vyhovuje valčekovej trati.

$$M_{m1} > M_{roz1} \Rightarrow 84,061 Nm > 68,369 Nm$$

5.3 KONTROLA ŠMYKU MEDZI SKIDOM A VALČEKOM

VÝPOČET ZRÝCHLENIA VALČEKU

$$a_v = \frac{v_1 - v_0}{t_s} = \frac{0,4 - 0}{0,07} = 5,71 \text{ m} \cdot \text{s}^{-2} \quad (36)$$

$$a_v = 5,71 \text{ m} \cdot \text{s}^{-2}$$

Kde a_v [$\text{m} \cdot \text{s}^{-2}$] je zrýchlenie valčeka, v_1 [$\text{m} \cdot \text{s}^{-1}$] je obvodová rýchlosť valčeka, v_0 [$\text{m} \cdot \text{s}^{-1}$] je začiatková rýchlosť valčeka a t_s [s] je doba rozbehu.

VÝPOČET NORMÁLOVEJ SILY

$$F_N = m_c \cdot g = 850 \cdot 9,81 = 8338,5 \text{ N} \quad (37)$$

Kde F_N [N] je normálová sila, m_c [kg] je hmotnosť skidu s karosériou a g [$\text{m} \cdot \text{s}^{-2}$] je gravitačné zrýchlenie.

VÝPOČET SILY SPÔSOBENEJ OBVODOVÝM ZRÝCHLENÍM VALČEKA

$$F_a = m_c \cdot a_v = 850 \cdot 5,71 = 4853,5 \text{ N} \quad (38)$$

Kde m_c [kg] je celková hmotnosť skidu s karosériou a a_v [$\text{m} \cdot \text{s}^{-2}$] je zrýchlenie valčeka.

VÝPOČET TRECEJ SILY

$$F_t = \mu \cdot F_N = 0,8 \cdot 8338,5 = 6670,8 \text{ N} \quad (39)$$

Kde F_t [N] je trecia sila, μ je súčiniteľ trenia a F_N [N] je normálová sila.

PODMIENKA PROTI PREKLZU

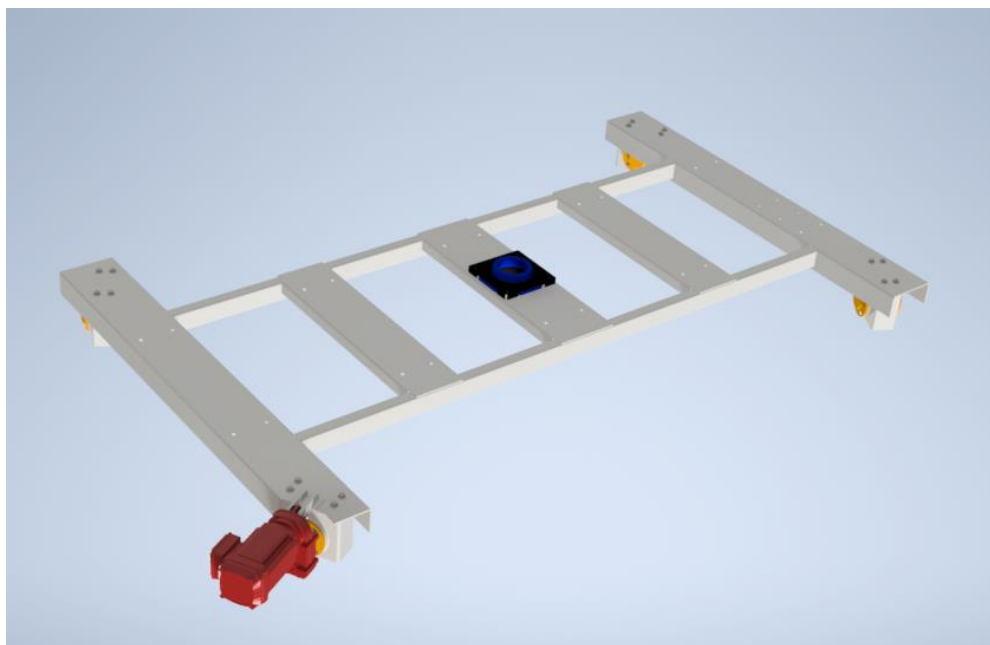
$$F_t > F_a \Rightarrow 6670,8 \text{ N} > 4853,5 \text{ N}$$

Podmienka je splnená.

6 KONŠTRUKCIA OTOČNÉHO STOLU

6.1 HLAVNÝ RÁM STOLU

Rám stolu sa skladá z dvoch častí. Hlavný rám a rám s podávačom. Nosná časť je kvôli pevnosti a tuhosti konštruovaná ako jeden zvarovaný celok. Nosnú časť tvoria oceľové uzavreté obdĺžnikové profily 80x50x5 EN 10219 [26]. K nosnej časti je zvarovaných 5 kusov ohýbaných plechov EN 10051 o hrúbke 5 mm [27]. Slúžia na spevnenie torznej tuhosti nosného rámu a na spevnenie časti s podávačom. Na jednom plechu je pripevnený pohon valčekovej trate pomocou šroubov M8 x 25 ISO 4014 a matic M8 ISO 4032, ktoré sú zaistené podložkou veľkosti 8 ČSN 02 1740. V osy rotácie otočného stolu je zvarovaná oceľová kruhová trubka TR Ø168 x 115 x 6,3 ČSN 42 5715 [28]. V trubke je nalistované plastové puzdro [13]. Plastové puzdro zabezpečujú samomaznosť, bezúdržbovosť, pohlcovanie vibrácií a dobré trecie vlastnosti pri otáčaní stolu. Trubka s puzdrom slúži ako otočný a poistný čap otočného stolu. V krajných polohách hlavného rámu sú prišroubované systémy kolesového bloku.

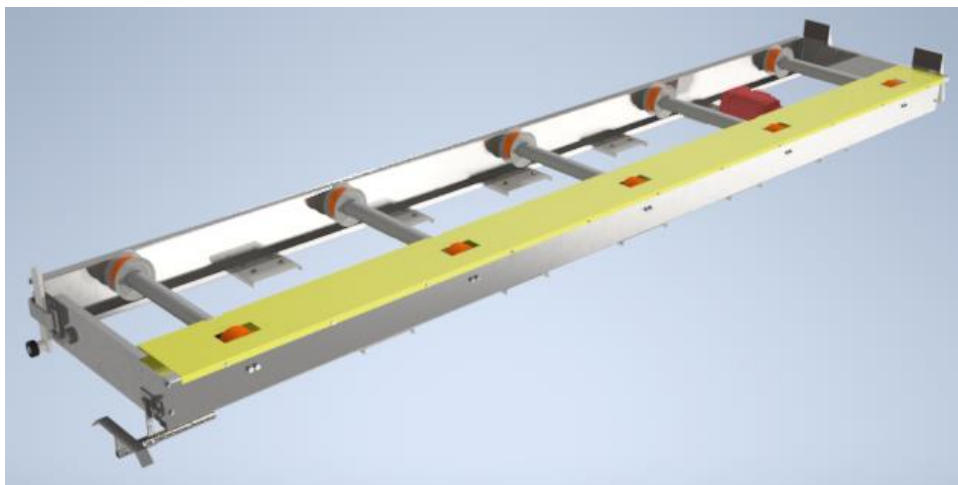


Obr. 17 3D model hlavného rámu stolu

6.2 RÁM STOLU S PODÁVAČOM

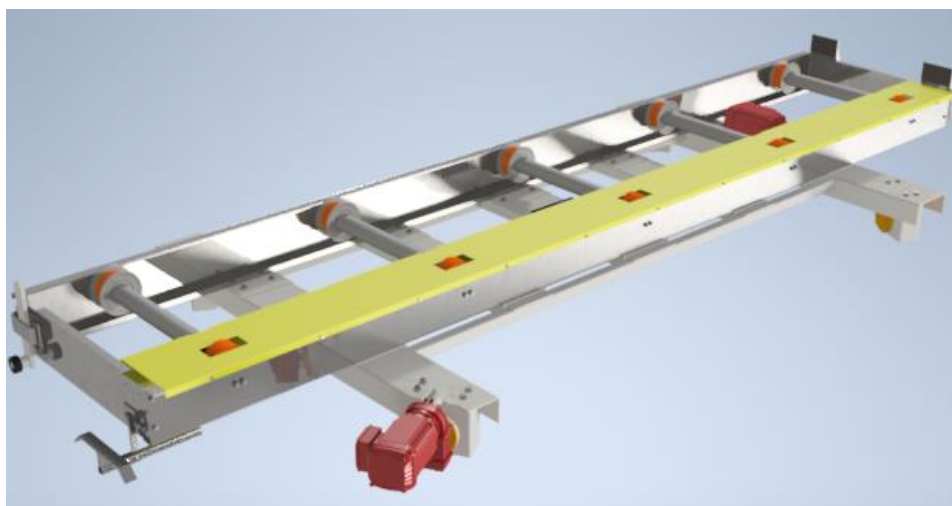
Rám s podávačom je tvorený Z profilom Z200x50x25x3 (profil ohýbaný za studena) EN 10051 o hrúbke 3 mm [35]. Na Z profiloch zo spodnej časti sú navarené ohýbané plechy v tvare U profilu a slúžia na spevnenie a ukotvenie s nosnou časťou stolu. Na Z profiloch sú pripevnené výlisky, v ktorých sú uložené valčeky pomocou šroubov M10 x 25 ISO 4014 a podložiek veľkosti 10 ISO 7089. Na oboch stranách sa nachádzajú ohýbane plechy EN 10219 o hrúbke 3 mm, ktoré sú spojené so Z profilmi pomocou šroubov M10 x 30 ISO 4015 a matic M10 ISO 4032 zaistené podložkou o veľkosti 11 ČSN 02 1740. Remene a remenice pohonu valčekov sú zakrytované ohýbaným plechom EN 10131 o hrúbke 2 mm [33]. Ohýbaný plech je uchytený šroubovým spojením pomocou šroubov M6 x 15 ISO 4015 a matic M6 ISO 4032 zaistené podložkou o veľkosti 7 ČSN 02 1740. V krajných polohách rámu stolu s podávačom sa nachádzajú poistne bezpečnostné prvky, ktoré slúžia ako bezpečnostný prvok proti nežiadúcemu pohybu skidu pri otáčaní otočného stolu. Na jednom konci sa nachádza pákový mechanizmus. Na druhom konci sa nachádzajú zarážky. Bezpečnostné prvky sú spojené

pomocou šroubov M10 x 25 ISO 4015 a matic M10 ISO 4032 zaistené podložkou o veľkosti 11 ČSN 02 1740.



Obr. 18 3D model rámu stolu s podávačom

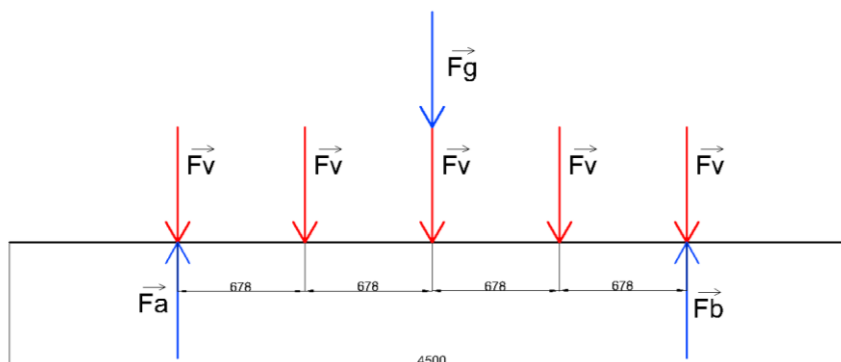
Spojenie nosnej časti a časti s podávačom je tvorené pomocou šroubov M12 x 30 ISO 4017 a matic M12 ISO 7414, zaistené podložkou o veľkosti 12 ČSN 02 1745. Spojenie je bodové, zabezpečuje dostatočnú tuhosť a pevnosť celého stolu. V dôsledku zloženia stolu z dvoch častí je dosiahnutá kompatibilita pri budúcom nábehu novej výroby. Časť s podávačom môže byť použitá pre zdvižný stôl alebo sériovo zapojený valčekový dopravník v oblasti zvarovania a lakovania karosérii pre Automotive. Taktiež uľahčuje manipuláciu pri montáži otočného stolu.



Obr. 19 3D model konštrukcie otočného stola

6.3 VOĽBA POJAZDOVÝCH KOLIES

Pojazdové kolesá slúžia k pojazdu po kolajnicovej dráhe. Otočný stôl má jedno koleso hnané a tri hnacie. Pre voľbu pojazdových koliesok je nutné poznať silové zaťaženie na jedno koleso. Silové zaťaženie je získané zo statickej rovnováhy.



Obr. 20 Uvoľnenie otočného stolu – sila pôsobiaca na hlavný rám a pojazdové kolesa

$$F_c = (m_c + m_p) \cdot g = (850 + 194) \cdot 9,81 = 10241,64N \quad (40)$$

$$F_v = \frac{F_c}{n} = \frac{10241,64}{5} = 2048,328N \quad (41)$$

$$F_G = m_s \cdot g = 170 \cdot 9,81 = 1667,7N \quad (42)$$

$$\sum F_y : F_v \cdot 5 + F_G - F_A - F_B = 0 \Rightarrow F_v \cdot 5 + F_s = F_A + F_B \quad (43)$$

$$\sum M_B : F_v \cdot x + F_v \cdot 2x + F_G \cdot 2x + F_v \cdot 3x + F_v \cdot 4x - F_A \cdot 4x = 0 \quad (44)$$

$$F_A = \frac{F_v \cdot x + F_v \cdot 2x + F_G \cdot 2x + F_v \cdot 3x + F_v \cdot 4x}{4 \cdot x} = \quad (45)$$

$$F_A = \frac{2048,328 \cdot 0,678 + 2048,328 \cdot 2 \cdot 0,678 + 1667,7 \cdot 2 \cdot 0,678 + 2048,328 \cdot 3 \cdot 0,678 + 2048,328 \cdot 4 \cdot 0,678}{4 \cdot 0,678} =$$

$$F_A = 5954,67 N$$

$$F_B = 5 \cdot F_v + F_G - F_A = 5 \cdot 2048,328 + 1667,7 - 5954,67 = 5954,67 N \quad (46)$$

Nakoľko ide o rovinnú a symetrickú úlohu, silové zaťaženie na pojazdové koleso je polovičné.

$$F_{Askut} = \frac{F_A}{2} = 2977,335 N \quad (47)$$

$$F_{Bskut} = \frac{F_B}{2} = 2977,335 N \quad (48)$$

Výsledná maximálna hmotnosť na koleso je:

$$m_{max} = \frac{F_B}{g} = \frac{2977,335}{9,81} = 303,5 kg \quad (49)$$

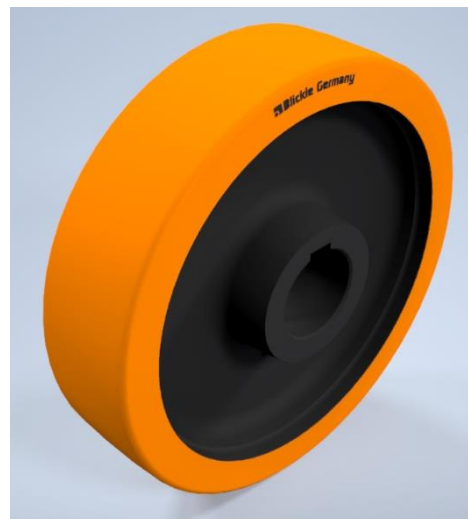
Kde :

m_{max}	kg	maximálne zaťaženie pojazdového kolesa
F_{Bskut}, F_{Askut}	N	skutočné zaťaženie kolies
g	m/s	gravitačné zrýchlenie
F_B	N	reakcia vo väzbe B
F_A	N	reakcia vo väzbe A
ΣM_B	Nm	suma momentov síl k bodu
ΣF_y	N	suma síl v ose y
F_G	N	tiažová sila od hlavného rámu stola
F_c	N	tiažová sila prepravovaného materiálu s rámom s podávačom
F_v	N	tiažová sila bodového styku na hlavný rám
m_c	kg	hmotnosť skidu s karosériou
m_s	kg	hmotnosť hlavného rámu stolu z 3D modelu
m_p	kg	hmotnosť rámu s podávačom z 3D modelu
n	-	počet valčekov

Na základe zaťaženia je zvolené pojazdové koleso od firmy Blickle (obr. 21) s označením GSTN 200/30H7 . Koleso má veľmi vysoký jazdný komfort vďaka reakčne naliatého polyuretánového elastoméru Brickle-Softthane, tichý chod, veľmi nízky valivý odpor, vysokú dynamickú odolnosť, šetrí jazdné povrchy a je veľmi dobre oteru vzdorné, vďaka čomu má vysokú životnosť [14].

Technické parametre: [14]

- Priemer kolesa 200 mm
- Šírka kolesa 50 mm
- Nosnosť 700 kg
- Dĺžka náboja 60 mm
- Priemer otvoru 30 H7 mm



Obr. 21 3D model - Koleso Blickle GSTN 200/30H7

6.4 KONTROLA HLAVNÉHO RÁMU

Najviac namáhanou časťou otočného stolu je hlavný rám stolu. Je dôležité v mieste maximálneho ohybového momentu skontrolovať bezpečnosť rámu. Medza klzu trubkového profilu je $Re1 = 510 \text{ MPa}$ [19].

$$M_{OR} = -2 \cdot x \cdot F_A + 2 \cdot x \cdot F_v + F_v \cdot x \quad (50)$$

$$M_{OR} = -2 \cdot 0,678 \cdot 5954,67 + 2 \cdot 0,678 \cdot 2048,328 + 2048,328 \cdot 0,678$$

$$M_{OR} = 3908233 \text{ Nmm}$$

Skutočný ohybový moment je z dôvodu symetrie polovičný.

$$M_{ORskut} = \frac{M_{OR}}{2} = 1954117 \text{ Nmm} \quad (51)$$

$$I_{OR} = \frac{B \cdot H^3 - b \cdot h^3}{12} = \frac{50 \cdot 80^3 - 40 \cdot 70^3}{12} = 9,9 \cdot 10^5 \text{ mm}^4 \quad (52)$$

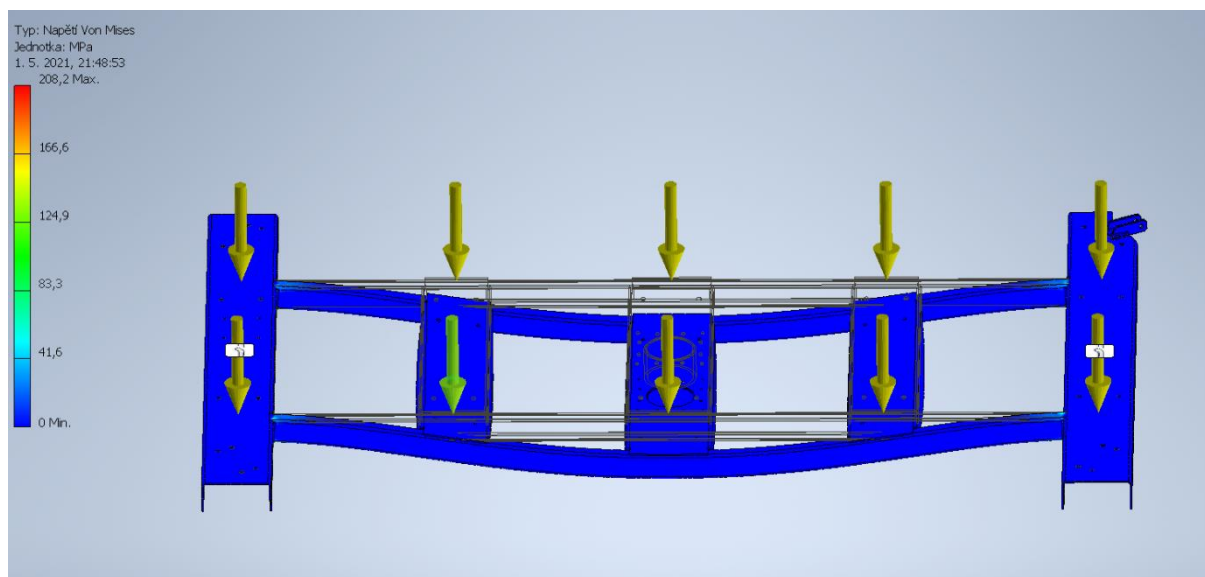
$$W_{OR} = \frac{I_{OR}}{\frac{H}{2}} = \frac{9,9 \cdot 10^5}{40} = 24750 \text{ mm}^3 \quad (53)$$

$$\sigma_{OR} = \frac{M_{ORskut}}{W_{OR}} = \frac{1954117}{24750} = 78,954 \text{ MPa} \quad (54)$$

$$k_{OR} = \frac{Re1}{\sigma_{OR}} = \frac{510}{78,954} = 6,459 \quad (55)$$

Kde:	M_{ORskut}	Nm	Skutočný ohybový moment hlavného rámu
	I_{OR}	mm ⁴	Kvadratický moment profilu [18]
	W_{OR}	mm ³	Prierezový modul pre ohyb
	σ_{OR}	MPa	Ohybové napätie
	$Re1$	MPa	medza klzu [19]
	k_{OR}	-	bezpečnosť

Hlavný rám stolu v kritickom ohybovom mieste dosahuje bezpečnosť $k_{OR} = 6,459$, vďaka čomu je dostatočne nadimenzovaný a jednoducho zvládne aj väčšie zaťaženie. V programe Inventor je urobená zjednodušená silová analýza napätia Von Mises hlavného rámu. Hypotéza Von Mises je vhodná pre húževnaté materiály a veľmi dobre súhlasí s experimentami. Orientačné napätie Von Mises (obr. 22) zodpovedá hodnotám, ktoré boli dosiahnuté analytickým výpočtom.

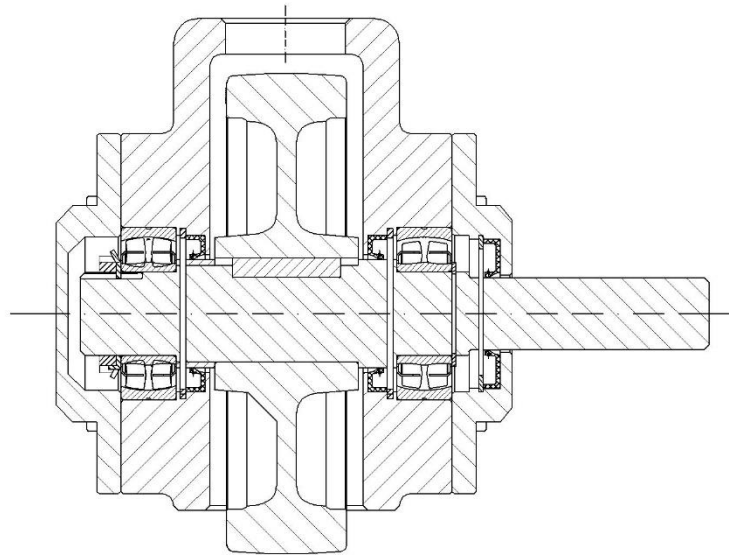


Obr. 22 Zjednodušená orientačná silová analýza 3D modelu

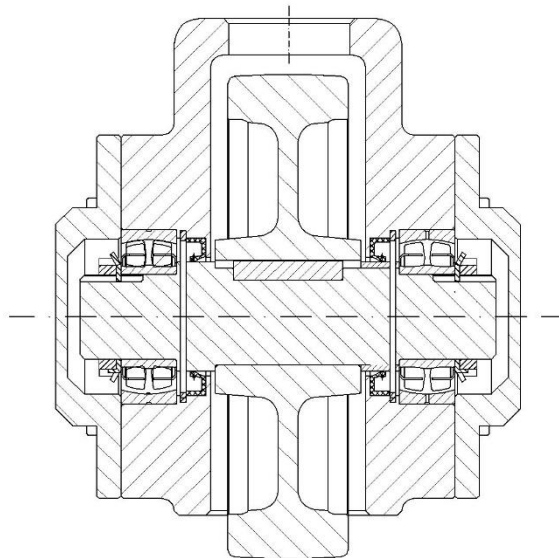
7 NÁVRH OTOČNÉHO MECHANIZMU

7.1 KONŠTRUKCIA KOLESOVÉHO BLOKU S POJAZDOM

Pojzdové koleso je uložené staticky určité na hriadeľi v dvojradových súdkových ložiskách. Hriadeľ je vyrobená z ocele 11 425. Ložiská sú zaistené pomocou KM ISO 2982 matice s poistnou podložkou MB7 ISO 2982. Pri uložení hnaného kolesa je druhá strana ložiska zaistená pomocou vonkajšieho poistného krúžku DIN 471. Uloženie sa nachádza v kolesovom bloku, ktoré je vyrobené z odliatku. Kolesový blok je zakrytovaný vekom vyrobeným z ocele 12 061. Vo veku hnaného kolesového bloku sa nachádza gufero DIN 3760, ktoré tesní uloženie od pohonnej jednotky. Gufero je zaistené vnútorným poistným krúžkom DIN 472. Prenos točivého momentu z pohonnej jednotky na koleso je zabezpečený pomocou hriadeľa s perom tesným podľa ČSN 02 2562.



Obr. 23 2D rez uloženia hnacieho pojazdu otočného stolu



Obr. 24 2D rez uloženia hnaného pojazdu otočného stolu

7.2 VOĽBA POHONU OTOČNÉHO MECHANIZMU

Pre pohon otočného mechanizmu je zvolený plochý prevodový motor od firmy SEW-EURODRIVE s katalógovým označením FA57DRN90L4 z dôvodu optimálnych zastavbových rozmerov v kombinácii s vysokým výkonom spätného chodu a samosvornosti [15].



Obr. 25 3D model plochého prevodového motora

P_{m2} [kW]	n_{a2} [ot/min]	M_{a2} [Nm]	i_2	f_{B2}	J_{mot2} [$10^{-4} kg \cdot m^2$]	m_{m2} [kg]
1.5	77	187	19,11	3,2	5,42	48

Tabuľka 2 Základné parametre motora otočného stolu [15]

7.2.1 KONTROLA POHONU OTOČNÉHO MECHANIZMU

Výpočet kontroly rozbehu pohonnej jednotky otočného mechanizmu stolu a jeho výkonu [12].

MOMENT ZOTRVAČNOSTI PREPRAVOVANEJ KAROSÉRIE

$$J_1 = \frac{1}{12} \cdot m_{k+s} \cdot (B^2 + C^2) \quad (56)$$

$$J_1 = \frac{1}{12} \cdot 850 \cdot (4,5^2 + 0,75^2) = 1474,22 \text{ kg} \cdot \text{m}^2$$

Kde:

J_1	$kg \cdot m^2$	moment zotrvačnosti prepravovaného predmetu
m_{k+s}	kg	celková hmotnosť skidu a karosérie
B	m	dĺžka skidu
C	m	šírka skidu

MOMENT ZOTRVAČNOSTI PREPRAVOVANÉHO PREDMETU S ŤAŽISKOM MIMO OSU

Vzdialenosť ťažiska karosérie na skidovom ráme sa od osy rotácie nesmie nachádzať vo väčšej vzdialenosti ako je zvolená hodnota. Pre viacero vyrábaných modelov na jednej linke je zvolená maximálna hodnota $h = 0,3$ m.

$$J_2 = J_1 + m_c \cdot h^2 \quad (57)$$

$$J_2 = 1474,22 + 850 \cdot 0,3^2 = 1550,72 \text{ kg} \cdot \text{m}^2$$

Kde:

J_2	$\text{kg} \cdot \text{m}^2$	moment zotrvačnosti prepravovaného predmetu s ťažiskom mimo osu
J_1	$\text{kg} \cdot \text{m}^2$	moment zotrvačnosti prepravovaného predmetu
m_c	kg	celková hmotnosť skidu a karosérie

MOMENT ZOTRVAČNOSTI STOLU

$$J_3 = \frac{1}{2} m_{s+p} \cdot r_s^2 \quad (58)$$

$$J_3 = \frac{1}{2} 365 \cdot 1,55^2 = 438,456 \text{ kg} \cdot \text{m}^2$$

Kde:

J_3	$\text{kg} \cdot \text{m}^2$	moment zotrvačnosti stolu
m_{s+p}	kg	hmotnosť otočného stolu s komponentami
r_s	m	polomer otočnej koľajnice

CELKOVÝ MOMENT ZOTRVAČNOSTI

$$J_C = J_2 + J_3 \quad (59)$$

$$J_C = 1550,72 + 438,456 = 1914,035 \text{ kg} \cdot \text{m}^2$$

Kde:

J_2	$\text{kg} \cdot \text{m}^2$	moment zotrvačnosti prepravovaného predmetu s ťažiskom mimo osu
J_3	$\text{kg} \cdot \text{m}^2$	moment zotrvačnosti stolu

MOMENT PRE PREKONANIE VALIVÉHO ODPORU

$$M_v = k_k \cdot G \cdot \xi_k = k_k \cdot g(Q_k + m_{rk}) \cdot \xi_k \quad (60)$$

$$M_v = 4 \cdot 9,81 \cdot (315 + 3,8) \cdot 0,002 = 25,02 \text{ Nm}$$

Kde:

M_v	Nm	moment pre prekonanie valivého odporu
k_k	-	celkový počet kladiek
G	N	tiažové zrýchlenie pôsobiace na kladku
ξ_k	-	rameno valivého odporu medzi kladkou a dráhou [9]
m_{rk}	kg	hmotnosť kolesa
Q_k	kg	zaťaženie kladky

MOMENT POTREBNÝ K OTOČENIU STOLU

$$\omega_s = \frac{\varphi}{t_2} \quad (61)$$

$$\omega_s = \frac{\pi}{2} / 4 = 0,39 \text{ rad} \cdot \text{s}^{-1}$$

$$M_{os} = (J_c \cdot \omega_s) + M_v \quad (62)$$

$$M_{os} = (1914,035 \cdot 0,39) + 25,02 = 776,66 \text{ Nm}$$

Kde:

φ	<i>rad</i>	uhol otočenia otočného stolu
t_2	<i>s</i>	čas otočenia o 90°
ω_s	<i>rad · s⁻¹</i>	uhlová rýchlosť otočného mechanizmu
J_c	<i>kg · m²</i>	celkový moment zotrvačnosti
M_{os}	<i>Nm</i>	moment potrebný k otočeniu stolu

TRECI MOMENT OTOČNÉHO MECHANIZMU STOLU

$$M_{t2} = k_k \cdot Q_k \cdot g \cdot \xi_k \cdot \frac{R_k}{i_2} \quad (63)$$

$$M_{t2} = 4 \cdot 315 \cdot 9,81 \cdot 0,002 \cdot \frac{0,1}{19,11} = 0,131 \text{ Nm}$$

Kde:

i_2	-	celkový prevodový pomer motoru
R_k	<i>m</i>	polomer pojazdového kolesa
k_k	-	celkový počet kladiek
Q_k	<i>kg</i>	zaťaženie kladky
ξ_k	-	rameno valivého odporu medzi kladkou a dráhou [9]

MOMENT ZRÝCHLUJÚCICH SÍL ROTUJÚCICH HMÔT OTOČNÉHO MECHANIZMU STOLU**Uhlové zrýchlenie**

$$\varepsilon_2 = \frac{w_s}{t_r} \quad (64)$$

$$\varepsilon_2 = \frac{0,39}{0,5} = 0,2 \text{ rad} \cdot \text{s}^{-2}$$

Moment zrýchľujúcich síl

$$M_{zr2} = J_c \cdot \varepsilon_2 \cdot \frac{1}{i_2} \quad (65)$$

$$M_{zr2} = 1914,035 \cdot 0,2 \cdot \frac{1}{19,11} = 19,67 \text{ Nm}$$

Kde:

ε_2	<i>rad · s⁻²</i>	uhlové zrýchlenie otočného mechanizmu
ω_2	<i>rad · s⁻¹</i>	uhlová rýchlosť otočného mechanizmu
t_r	<i>s</i>	čas rozbehu otočného mechanizmu
J_c	<i>kg · m²</i>	celkový moment zotrvačnosti
i_2	-	celkový prevodový pomer motoru

MOMENT OD STÁLÝCH ODPOROV OTOČNÉHO MECHANIZMU STOLU

$$M_{02} = \frac{60 \cdot (M_{0s} \cdot \omega_s)}{2 \cdot \pi \cdot n_m} \quad (66)$$

$$M_{02} = \frac{60 \cdot (776,66 \cdot 0,39)}{2 \cdot \pi \cdot 1461} = 1,99$$

MOMENT NA HRIADELI MOTORU OTOČNÉHO MECHANIZMU

$$M_{m2} = f_{b2} \cdot \frac{P_{m2}}{\omega_{m2}} = f_{b2} \cdot \frac{P_{m2}}{2 \cdot \pi \cdot n_{m2}} = 3,2 \cdot \frac{1500}{2 \cdot \pi \cdot \frac{n_{m2}}{60}} = 31,374 \text{ Nm} \quad (67)$$

Kde:

M_{m2}	Nm	moment na hriadeli motora pri rozbehu
f_{b2}	-	prevádzkový súčiniteľ
P_{m2}	W	výkon motora
n_{m2}	min · s ⁻¹	výstupné otáčky motora

MOMENT ROZBEHOVÝ REDUKOVANÝ NA HRIADELI MOTORU OTOČNÉHO MECHANIZMU STOLU

$$M_{roz2} = M_{02} + M_{zr2} + M_{t2} \quad (68)$$

$$M_{roz2} = 1,99 + 19,67 + 0,131 = 21,79 \text{ Nm}$$

Zvolená pohonná jednotka vyhovuje otočnému mechanizmu.

$$M_{m2} > M_{roz2} \Rightarrow 31,374 \text{ Nm} > 21,79 \text{ Nm}$$

Kde: $M_{m2} = 31,374 \text{ Nm}$ je moment na hriadeli motora

CELKOVÝ POTREBNÝ VÝKON

$$P_{c2} = (M_{roz2} + M_{0s}) \cdot \omega_s = (M_{roz2} + M_{0s}) \cdot 2 \cdot \pi \cdot n_s \quad (69)$$

$$P_{c2} = (21,79 + 776,66) \cdot 0,39 = 313,551 \text{ W}$$

SKUTOČNÝ CELKOVÝ POTREBNÝ VÝKON

$$P_{s2} = \frac{P_{c2}}{\eta_p} = \frac{313,551}{0,8} = 391,938 \text{ W} \quad (70)$$

$$P_{m2} > P_{s2} \Rightarrow 1500 \text{ W} > 391,938 \text{ W}$$

Kde: P_{s2} W skutočný celkový potrebný výkon

P_{m2} W výkon vybraného plochého elektromotoru

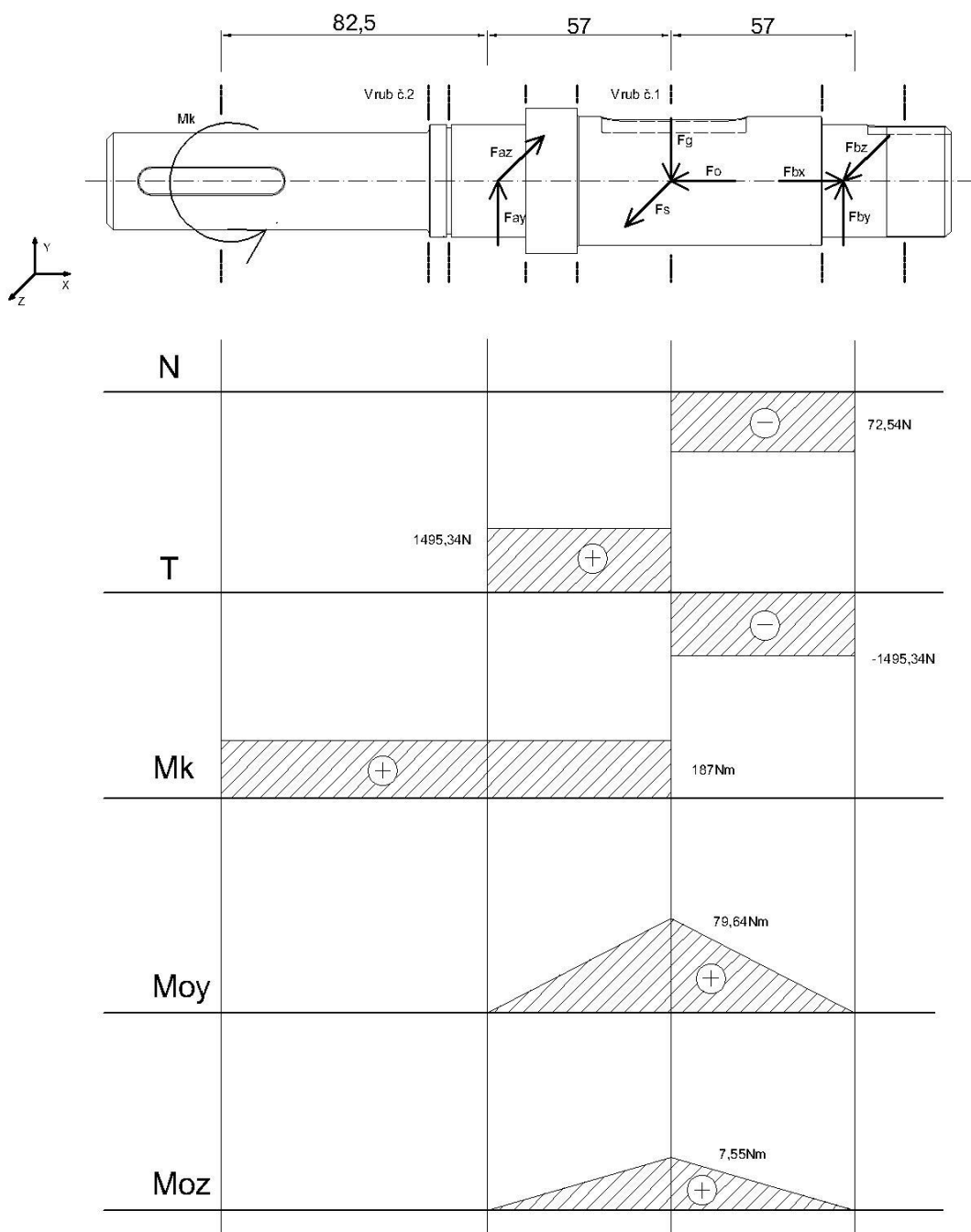
η_p - účinnosť plochého elektromotoru

Zvolená pohonná jednotka vyhovuje podmienke výkonu motora.

7.3 VÝPOČET HNACIEHO HRIADEĽA Z HĽADISKA PEVNOSTI A PRUŽNOSTI

V kapitole 5.3 bola zistená hmotnosť pôsobiaca na jedno pojazďové koleso. Na základe uvoľnenia je dopočítaná reakčná sila v ložiskách. Točivý moment, ktorý pôsobí na výstupe hriadeľa je známy od výrobcu pohonnej jednotky [15]. Na hriadeľ pri rozbehu a brzdení pôsobí zotrvačná sila a odstredivá sila.

7.3.1 VÝPOČET REAKCIÍ POD LOŽISKAMI A VÝPOČET OHYBOVÝCH MOMENTOV



Obr. 26 Schéma uvoľnenia hnacieho hriadeľa a VVU

$$\sum F_x = 0: -F_0 + F_{Bx} = 0 \quad (71)$$

$$\sum F_y = 0: F_{Ay} + F_{By} - F_y = 0 \quad (72)$$

$$\sum F_z = 0: -F_{Az} + F_z + F_{Bz} = 0 \quad (73)$$

$$\sum M_z = 0: -F_{Ay} \cdot c + F_{By} \cdot c = 0 \quad (74)$$

$$\sum M_y = 0: -F_{Az} \cdot c - F_{Bz} \cdot c = 0 \quad (75)$$

Zotrvačná sila je vypočítaná z momentu hybnosti. Moment hybnosti je počítaný ako súčet celkového momentu zotrvačnosti a uhlového zrýchlenia pri rozbehu. Hodnoty sú známe z kapitoly 7.2.1 (59,64). Doba rozbehu a brzdenia je rovnaká.

$$M_h = J_c \cdot \varepsilon_2 \quad (76)$$

$$M_h = 1914,035 \cdot 0,2 = 382,807 \text{ Nm}$$

Zotrvačná sila sa rovná podielu momentu hybnosti a polomeru r_0 [m] k ťažisku otočného stolu. Zotrvačná sila je počítaná s celkovým momentom zotrvačnosti, pretože sila, ktorá pôsobí pri rozbehu a brzdení je zachytávaná v pojazdovom kolese s pohonnou jednotkou.

$$F_z = \frac{M_h}{r_0} = \frac{382,807}{1,356} = 282,306 \text{ N} \quad (77)$$

Odstredivá sila a reakčné sily pod ložiskami sú počítane z rovníc statickej rovnováhy.

$$F_o = \frac{1}{4} m_c \cdot \omega^2 \cdot R = \frac{1}{4} \cdot 1214 \cdot 0,397 \cdot 1,55 = 72,54 \text{ N} \quad (78)$$

Kde R [m] je polomer otočnej koľajnice

$$F_{Bx} = F_o = 72,54 \text{ N} \quad (79)$$

$$F_{By} = F_{Ay} \quad (80)$$

$$F_{By} = F_G - F_{Ay} \implies F_{By} = F_G - F_{By} \implies 2F_{By} = F_G = 1488,668 \text{ N} \quad (81)$$

$$F_{Bz} = \frac{F_z}{2} = 141,153 \text{ N} \quad (82)$$

$$F_{Az} = F_{Bz} - F_z = -141,153 \text{ N} \quad (83)$$

$$F_A = \sqrt{F_{Ay}^2 + F_{Az}^2} = 1495,34 \text{ N} \quad (84)$$

$$F_B = \sqrt{F_{By}^2 + F_{Bz}^2} = 1495,34 \text{ N} \quad (85)$$

Za kritické miesta na hriadeli sú považované miesta, kde sa nachádzajú vruby. Ide o miesta s drážkou pre pero, drážkou pre poistný krúžok, osadenie hriadeľa bez a so zápichom. Pre určenie bezpečnosti boli určené dve miesta, v ktorých sa predpokladá najväčšia koncentrácia napätia.

MIESTO I. – NAMÁHANÉ OHYBOM, KRUTOM A TLAKOM

Ohybový moment

$$M_0 = F_A \cdot c = 1495,34 \cdot 0,0535 = 80 \text{ N} \quad (86)$$

Modul prierezu v ohybe

$$W_{O1} = \frac{\pi \cdot d_1^3}{32} = \frac{\pi \cdot 0,04^3}{32} = 6,2832 \cdot 10^{-6} \text{ m}^3 \quad (87)$$

Kde: d_1 m priemer hriadeľa v mieste I.
 W_{O1} m^3 modul prierezu v ohybe

Nominálne normálové napätie

$$\sigma_1 = \frac{M_0}{W_0} = \frac{80}{6,2832 \cdot 10^{-6}} = 1,2733 \cdot 10^7 \text{ Pa} = 12,733 \text{ MPa} \quad (88)$$

Súčiniteľ tvaru alfa pre drážku pre pero $\alpha_1 = 1,7$. Súčiniteľ určený zo str.12 [17]

Maximálne normálové napätie

$$\sigma_{1max} = \alpha_1 \cdot \sigma_1 = 1,7 \cdot 1,2733 \cdot 10^7 = 2,1645 \cdot 10^7 \text{ Pa} = 21,645 \text{ MPa} \quad (89)$$

Modul prierezu v krute s drážkou pre pero

$$W_{k1} = \frac{\pi \cdot d_1^3}{16} - \frac{b \cdot t_d (d_1 - t_d)^2}{2 \cdot d_1} = 1,1661 \cdot 10^{-5} \text{ m}^3 \quad (90)$$

Kde: $b = 0,012$ m šírka drážky pre pero
 $t_d = 0,0049$ m hĺbka drážky pre pero
 W_{k1} m^3 modul prierezu v krute – drážka pre pero

Nominálne smykové napätie

$$\tau_1 = \frac{M_k}{w_k} = \frac{187}{1,1661 \cdot 10^{-5}} = 1,6037 \cdot 10^7 \text{ Pa} = 16,04 \text{ MPa} \quad (91)$$

Súčiniteľ tvaru alfa v krute je totožný ako pre ohyb $\alpha_1 = 1,7$ str.12 [17]

$$\tau_{1max} = \alpha_1 \cdot \tau_1 = 1,7 \cdot 1,6037 \cdot 10^7 = 2,7262 \cdot 10^7 \text{ Pa} = 27,262 \text{ MPa} \quad (92)$$

Redukované napätie

$$\sigma_{1red} = \sqrt{\sigma_{1max}^2 + 3 \cdot \tau_{1max}^2} = 5,1944 \cdot 10^7 \text{ Pa} = 51,944 \text{ MPa} \quad (93)$$

MIESTO II. NAMÁHANÉ KRUTOM

Modul prierezu v krute

$$W_{k2} = \frac{\pi \cdot d_2^3}{16} = \frac{\pi \cdot 0,03^3}{16} = 5,301 \cdot 10^{-6} m^3 \quad (94)$$

Kde: d_2 m priemer hriadela v mieste II.
 W_{k2} m^3 modul prierezu v krute

Šmykové napätie

$$\tau_2 = \frac{M_k}{W_{k2}} = \frac{187}{5,301 \cdot 10^{-6}} = 3,5273 \cdot 10^7 Pa = 35,273 MPa \quad (95)$$

Súčiniteľ tvaru alfa pre osadenie hriadela $\alpha_2 = 1,64$. Súčiniteľ zvolený zo str. 1115 [16]

$$\tau_{2max} = \alpha_2 \cdot \tau_2 = 1,64 \cdot 3,5273 \cdot 10^7 = 5,785 \cdot 10^7 Pa = 57,85 MPa \quad (96)$$

Redukované napätie

$$\sigma_{2red} = \sqrt{3} \cdot \tau_{2max} = \sqrt{3} \cdot 5,785 \cdot 10^7 = 1,002 \cdot 10^8 Pa = 100,2 MPa \quad (97)$$

BEZPEČNOSŤ VOČI MEDZNÉMU STAVU PRUŽNOSTI

Nakoľko v mieste II. pôsobí najväčšie redukované napätie, pre výpočet bezpečnosti je použité redukované napätie v mieste II. V ostatných miestach bude namáhanie menšie z čoho vyplýva väčšia bezpečnosť v týchto miestach.

$$k_{k1} = \frac{Re}{\sigma_2} = \frac{410 \cdot 10^6}{1,002 \cdot 10^8} = 4,092 \quad (98)$$

Kde: Re Pa medza klzu oceli 11 425 zo str. 1127 [16]
 σ_{2red} Pa redukované napätie v mieste II.

7.3.2 VOĽBA A VÝPOČET ŽIVOTNOSTI LOŽÍSK NA HRIADELI

V kapitole 7.2 boli zistené otáčky na hriadeli. Na základe otáčok a zaťaženia hriadela sú vybrané dvojradové súdkové ložiská 22207EW33J od spoločnosti ZVL[20]. Tento typ ložiska je vybraný z dôvodu zvýšenia životnosti v porovnaní s guľôčkovými ložiskami.

Technické parametre ložiska:

Statická únosnosť	$C = 71,00 kN$
Dynamická únosnosť	$C_0 = 78,00 kN$
Výpočtové súčinitele	$Y_1 = 2,1$ $Y_2 = 3,3$

Výsledná radiálna sila pôsobiaca na ložisko

$$F_{rB} = \sqrt{F_{By}^2 + F_{Bz}^2} = 1495,3445 N \quad (99)$$

Výsledná axiálna sila pôsobiaca na ložisko

$$F_{aB} = F_{Bx} = 74,62N$$

Ekvivalentné dynamické zaťaženie ložiska

$$P_1 = Y_1 \cdot F_{rB} + Y_2 \cdot F_{aB} = 2,1 \cdot 1495,3445 + 3,3 \cdot 74,62 = 3247,69 N \quad (100)$$

Trvanlivosť ložiska so spoľahlivosťou 90 %

$$L_{10B} = \left(\frac{C1}{P_1}\right)^3 \cdot \frac{10^6}{60 \cdot n} = \left(\frac{71000}{3529,1578}\right)^3 \cdot \frac{10^6}{60 \cdot 77} = 1,7625 \cdot 10^6 h \quad (101)$$

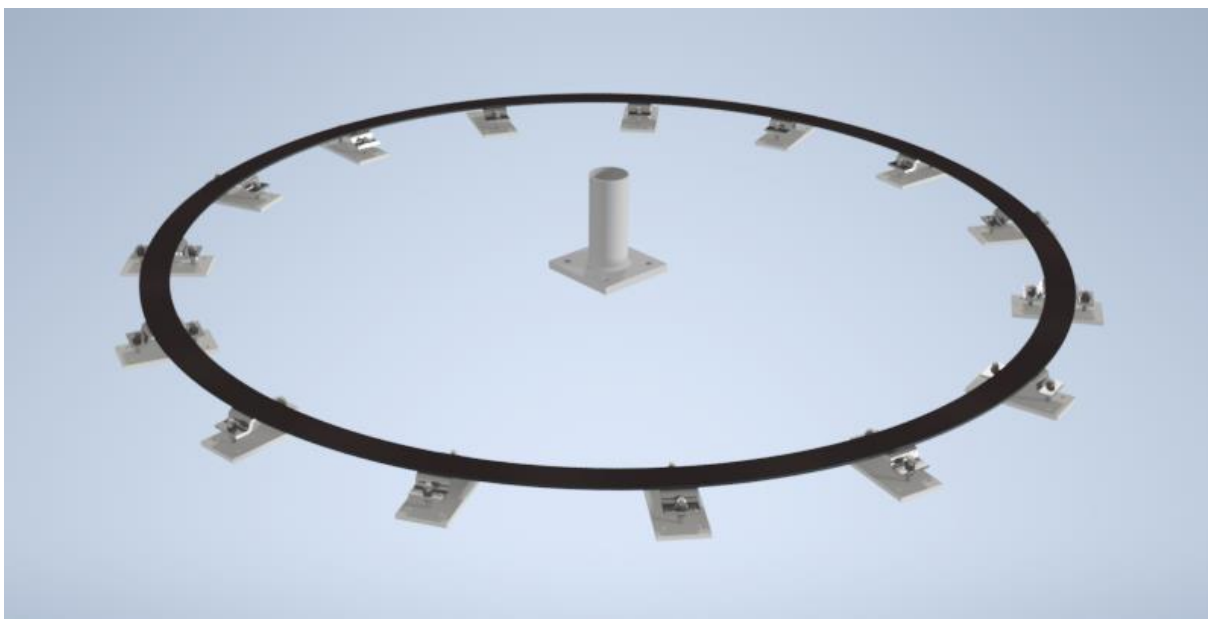
Kde:	L_{10B}	h	trvanlivosť ložiska
	P_1	N	ekvivalentné dynamické zaťaženie
	n	ot/min	otáčky hriadeľa
	$C1$	N	statická únosnosť

Výsledná životnosť L_{1B} je vypočítaná z modifikovanej rovnice podľa [16] str. 631. Modifikovaná rovnica zahrnuje súčiniteľ spoľahlivosti pre spoľahlivosť 99 % $a_1 = 0,25$ [16] z tab. 11-6 str. 631 a súčiniteľ modifikovanej trvanlivosti $a_{ZVL} = 0,2$ [16] obr. 5.22.

$$L_{1B} = a_1 \cdot a_{ZVL} \cdot L_{10B} = 0,25 \cdot 0,2 \cdot 1,7625 \cdot 10^6 = 88123,114 h \quad (102)$$

8 OTOČNÁ KOĽAJ

Otočná koľaj je tvorená tromi základnými časťami: koľaj, domček a pražec. Otočná koľaj je tvorená z 2 koľají. Sú vyrobené laserovým vypaľovaním z plechu hrúbky 20 mm valcovaného za tepla EN 10029 [30]. Na výpalkoch sú zo spodnej časti našroubované domčeky šroubami M10x20 ISO 4014, ktoré slúžia na spojenie koľajnice a pražca. Pražec je uchytený šroubami M16x30 do podlahy. Domček je šroubovým spojením spojený s pražcom. Domček dosadá na maticu M16 ISO 4032, ktorá je našroubovaná na pražci. Matica slúži okrem dosadnutia domčeka ako výstredník, aby sa zamedzilo horizontálnemu hádzaniu otočnej koľaje pri otáčaní. Je poistená kontramatkou. Domček je z hora pritiahnutý druhou maticou M16 ISO 4032, ktorá zabezpečí pevnosť celej sústavy. Domček je vyrobený laserovým vypaľovaním do požadovaného rozmeru a následným lisovaním z valcovanej ocele 200x8 mm akosti 11375 so zaručenou zvariteľnosťou [32]. Pražec je vyrobený laserovým vypaľovaním do požadovaného rozmeru a zvarom dvoch závitových tyčí DIN 975 M16x40mm. Závitové tyče sú najprv do pražca našroubované a následne bodovým zvarom poistené. Otočný čap je vyrobený z ocele bezšvovej hladkej kruhovej trubky ČSN 42 5715.01 rozmeru 140x8 [31]. Trubka je navarená na podstavec, ktorý je ukotvený k zemi pomocou šroubov M26x50 ISO 4014. Podstavec je vyrobený z plechu hrúbky 20 mm valcovaného za tepla EN 10029 [30].



Obr. 27 3D model otoče

ZÁVER

Cieľom bakalárskej práce bolo navrhnuť koncepčný návrh otočného pozičného stolu pre zvarovňu v oblasti Automotive. Začiatok práce pojednáva o rešerši na danú tému, kde sú znázornené rôzne konštrukčné varianty pozičných stolov v oblasti Automotive. Nasleduje rozvaha času, kde je zvolený čas pre jednotlivé operácie. V nasledujúcej kapitole sú zvolené valčeky na základe zadaných parametrov, výpočty a navrhnutie vyhovujúceho pohonu, vrátane kontroly šmyku medzi skidom a valčekmi. Je zvolená konštrukcia hlavného rámu stolu, rámu s podávačom a následne návrh otočného mechanizmu. Pojednáva sa o konštrukcii pojazdu, zvolenia vhodného pohonu, ložisiek a ich životnosti, pevnostných výpočtov hriadeľa, konštrukcie pojazdu a následnej kontrole bezpečnosti tohoto hriadeľa. Na záver sa práca venuje otočnej konštrukcii. Celý koncepčný návrh je spracovaný v 3D modelári Autodesk Inventor, vrátane výkresovej dokumentácie.

Výsledkom bakalárskej práce je funkčný otočný pozičný stôl pre Automotive, ktorý spĺňa všetky zadané parametre. Otočný stôl ma pri zaťažení 850 kg, ktoré je určené zadaním, rýchlosť pojazdu po valčekoch $0,5 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1}$ a spĺňa možnosť reverzného chodu. Jeho pracovný uhol je 180° a rýchlosť otáčania je $0,6 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1}$, pričom aktívny uhol otočenia je 90° , čím spĺňa zadanie práce. Celkový pracovný čas pri aktívnom uhle 90° je približne 30 s.

POUŽITÉ INFORMAČNÉ ZDROJE

- [1] *Skid conveyor* [online]. Auburn Hills: FATA Automation ©2019 [cit. 2020-11-21]. Dostupné z: <https://fatainc.com/wp-content/uploads/2019/02/Skid-TT-Flint.jpg>
- [2] *Floor conveyor systems* [online]. Kornwestheim: Stotz Fredenhagen Industries, ©2020 [cit. 2020-11-21]. Dostupné z: <http://www.sfi-gmbh.de/en/leistungsbereiche/floor-conveyor-systems/#tab-id-12>
- [3] *Sturn-Gruppe Conveyor Technology* [online]. Salching: Sturm-Gruppe ©2020 [cit. 2020-11-21]. Dostupné z: https://sturm-gruppe.com/?attachment_id=2499&lang=en
- [4] *Automotive materials handlings drive and driven rollers* [online]. Zola Predosa: DugomRulli moving solution, ©2019 [cit. 2020-12-08]. Dostupné z: https://www.tecnicaindustriale.it/dugom_rulli_catalogues/automotive_catalogue.pdf
- [5] *Catalogue optibelt* [online]. Carol Stream: Optibelt ©2020 [cit. 2020-12-13]. Dostupné z: <https://www.optibelt.com/fileadmin/pdf/produkte/scheiben/optibelt-timing-belt-pulleys-taper-bushings.pdf>
- [6] *Taper Bushing* [online]. Carol Stream: Optibelt ©2020 [cit. 2020-12-13]. Dostupné z: <https://www.optibelt.com/fileadmin/pdf/produkte/scheiben/optibelt-sl-taper-bushings.pdf>
- [7] Popis a parametre - Ozubený remeň neoprénový nekonečný HTD 8M. *Haberkorn* [online]. Mokrý Lazce: Haberkorn, ©2020 [cit. 2020-12-15]. Dostupné z: <https://eshop.haberkorn.cz/index.php?lang=3&cl=details&anid=C8W30001E1&pgNr=2>
- [8] Varianty - Ozubený remeň neoprénový nekonečný HTD 8M. *Haberkorn* [online]. Mokrý Lazce: Haberkorn, ©2020 [cit. 2020-12-15]. Dostupné z: <https://eshop.haberkorn.cz/index.php?lang=3&cl=details&anid=C8W30001E1&pgNr=2>
- [9] Valivé tření (valivý odpor). *ConVERTER* [online]. Holešov: Bureš, Jiří, ©2002 [cit. 2021-01-04]. Dostupné z: <http://www.converter.cz/tabulky/valive-treni.htm>
- [10] A comprehensive product range. *Gates industrial power transmission* [online]. Belgium: Gates Corporation ©2008 [cit.-2021-01-04]. Dostupné z: https://ww2.gates.com/Czech/downloads/download_common.cfm?file=20054_E2_INDUSTRIAL_BELT_CATALOGUE6.pdf&folder=brochure&location_id=17942
- [11] Čelný převodový motor R17DRN71MS4. *SEW Eurodrive* [online]. Bernolákovo: SEWEURODRIVE, ©2021 [cit. 2021-01-10]. Dostupné z: https://www.sew-eurodrive.sk/os/catalog/products/drives/acgearmotor/default.aspx?language=sk_SK&country=SK
- [12] POKORNÝ, Přemysl. Dopravní a manipulační zařízení – řešené příklady. Elektronická skripta. FSI VUT Brno, 2019.
- [13] Příručka - Převodovky a převodové motory, *SEW Eurodrive* [online] Bruschal: SEW Eurodrive, 07-2006 [cit. 2021-01-10]. Dostupné z: <https://download.sew-eurodrive.com/download/pdf/11358955.pdf>

- [14] iglidurG-Lieferprogramm, *Igus.de* [online] Martin: Hennlich ©2021 [cit-2021-02-07] Dostupné z: https://www.hennlich.sk/fileadmin/migrated/sk_GFM_abmessungen.pdf
- [15] Plochý prevodový motor FA57DRN90L4. *SEW Eurodrive* [online]. Bernolákovo: SEWEURODRIVE, ©2021 [cit. 2021-02-10]. Dostupné z: https://www.sew-eurodrive.sk/os/catalog/products/drives/acgearmotor/default.aspx?language=sk_SK&country=SK
- [16] SHIGLEY, Joseph EDWARD, Charles R MISCHKE a Richard G BUDYNAS, Konstruování strojních součástí, 1. vyd. Editor Miloš Vlč. Překlad Martin Hartl, V Brně; VUTIUM, 2010, 1159 s. Překlady vysokoškolských učebnic, ISBN 978-80-214-2629-0.
- [17] FUSEK, Martin, Ludmila ADÁMKOVÁ, *Únava materiálu* [online], Ostrava: Vysoká škola báňská-Technická univerzita Ostrava ©2013 [cit. 2021-02-15]. ISBN 978-80-248-3024-7. Dostupné z: http://projekty.fs.vsb.cz/463/edubase/VY_01_011/%C3%9Anava%20materi%C3%A1lu.pdf
- [18] LEINVEBER Jan; VÁVRA, Pavel. Strojnické tabulky 4. vydání. Úvaly: ALBRA, 2008. 914 s. ISBN 978-80-7361-051-7
- [19] *Čtyřboké duté profily EN 10210/EN 10219* [online]. Lutín: Salzgitter Mannesmann Stahlhandel s.r.o. ©2021 [cit. 2021-02-23]. Dostupné z: <http://www.salzgitter.cz/index.php?page=46>
- [20] *Dvojrádové súdkové ložiská s valcovou a kuželovou dierou* [online]. Žilina: ZVLSlovakia ©2020 [cit. 2021-02-15]. Dostupné z: https://www.zvlbearing-catalog.sk/createpdf/pdf_sk_11.php?IDcis=472
- [21] *Calcolo e scelta rulli per rulliere folli* [online]. Zola Predosa: DugomRulli moving solution, ©2015 [cit. 2021-13-04]. Dostupné z: <https://www.dugomrulli.it/download/category/2-informazioni-tecniche.html>
- [22] *Gates industrial power transmission* [online]. Luxemburg: Gates Industrial Europe SARL, ©2020 [cit. 2021-13-04]. Dostupné z: <https://assets.gates.com/content/dam/gates/home/resources/resource-library/catalogs/power-transmission-catalog.pdf>
- [23] *Supporti e profilati forati per rulliere* [online]. Zola Predosa: DugomRulli moving solution, ©2015 [cit. 2021-13-04]. Dostupné z: <https://www.dugomrulli.it/download/category/6-carichi-isolati.html>
- [24] Interné firemné dokumenty SKODA Auto a.s
- [25] *Mesa giratoria* [online]. Barcelona: Barcelona disseny industrial S.L, ©2021 [cit. 2021-17-04]. Dostupné z: <http://industrialbarcelona.com/wp-content/uploads/2014/10/mesa-giratoria-02.jpg>
- [26] Jekl 50x80x5. *Ferona.cz* [online]. Praha: Ferona, ©2017 [cit. 2021-24-04]. Dostupné z: <https://online.ferona.cz/detail/24308/profil-duty-svarovany-cerny-s-obdelnikovym-prurezem-en-10219-rozmer-80x50x5>

- [27] Plech valcovaný za tepla 5x1500x3000. *Ferona.cz* [online]. Praha: Ferona, ©2017 [cit. 2021-24-04]. Dostupné z: <https://online.ferona.cz/detail/31985/plech-valcovany-za-tepla-en-10051-rozmer-5x1500x3000>
- [28] Trubka bezesva 168x6,3. *Ferona.cz* [online]. Praha: Ferona, ©2017 [cit. 2021-24-04]. Dostupné z: <https://online.ferona.cz/detail/30856/trubka-bezesva-hladka-kruhova-csn-42-5715-01-rozmer-168x6-3>
- [29] Plech valcovaný za tepla 3x1500x3000. *Ferona.cz* [online]. Praha: Ferona, ©2017 [cit. 2021-24-04]. Dostupné z: <https://online.ferona.cz/detail/39592/plech-valcovany-za-tepla-en-10051-rozmer-3x1500x3000>
- [30] Plech valcovaný za tepla 20x2000x3000. *Ferona.cz* [online]. Praha: Ferona, ©2017 [cit. 2021-24-04]. Dostupné z: <https://online.ferona.cz/detail/40195/plech-valcovany-za-tepla-en-10029-a-n-rozmer-20x2000x3000>
- [31] Trubka bezesva 140x8. *Ferona.cz* [online]. Praha: Ferona, ©2017 [cit. 2021-24-04]. Dostupné z: <https://online.ferona.cz/detail/32103/trubka-bezesva-hladka-kruhova-csn-42-5715-01-rozmer-140x8>
- [32] Plochá ocel 200x8. *pro-doma.cz* [online]. Mukařov: Pro-doma, ©2021 [cit. 2021-24-04]. Dostupné z: <https://www.pro-doma.cz/eshop-plocha-ocel-siroka-200-x-8-mm-valcovana-detail-9586>
- [33] Plech valcovaný za tepla 2x1250x2500. *Ferona.cz* [online]. Praha: Ferona, ©2017 [cit. 2021-24-04]. Dostupné z: <https://online.ferona.cz/detail/44344/plech-valcovany-za-tepla-en-10051-rozmer-2x1250x2500>
- [34] FAJKUS, P. *Skidová dopravníková technika* [online]. Brno, 2014 [cit. 2021-08-05]. Dostupné z: https://www.vutbr.cz/www_base/zav_prace_soubor_verejne.php?file_id=84071.
Diplomová práce. Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, Ústav automobilního a dopravního inženýrství. 67 s.
- [35] Z Profile section. *HekimProfil* [online]. Istanbul: Hekim Holding, ©2021 [cit. 2021-16-05]. Dostupné z: <https://www.hekimprofil.com/z-profile>

ZOZNAM POUŽITÝCH SKRATIEK A SYMBOLOV

a_v	[m · s ²]	Zrýchlenie valčeka
α_2	[-]	Súčiniteľ tvaru pre osadenie hriadeľa
b	[m]	Šírka drážky pre pero v bode I.
B	[m]	Dĺžka skidu
C	[m]	Šírka skidu
CI	[N]	Statická únosnosť ložiska
CSN	[-]	Česka štátna norma
d_1	[m]	Priemer hriadele v bode I.
d_2	[m]	Priemer hriadele v bode II.
D_f	[mm]	Priemer bočnice
D_p	[mm]	Priemer rozostúpenej kružnice ozubeného kolesa
D_v	[mm]	Priemer valčeka
E	[mm]	Rázvor valčekov
F_A	[N]	Celková sila v bode A
F_{Ay}	[N]	y-ova zložka sily v bode A
F_{Az}	[N]	z-ova zložka sily v bode A
F_B	[N]	Celková sila v bode B
F_{By}	[N]	y-ova zložka sily v bode B
F_{Bz}	[N]	z-ova zložka sily v bode B
F_C	[N]	Tiažová sila prepravovaného materiálu s rámom s podávačom
F_G	[N]	Tiažová sila od hlavného rámu
F_{Kskut}	[N]	Skutočné zaťaženie kolies
F_N	[N]	Normálová sila
F_Z	[N]	Zotrvačná sila
F_a	[N]	Sila spôsobená obvodovým zrýchlením valčeka
F_{aB}	[N]	Axiálna sila pôsobiaca na ložisko
F_o	[N]	Odstredivá sila
F_{rB}	[N]	Radiálna sila pôsobiaca na ložisko
F_t	[N]	Trecia sila
F_v	[N]	Tiažová sila bodového styku na hlavný rám
ΣF_y	[N]	Suma síl v ose Y
f_{b1}	[-]	Prevádzkový súčiniteľ motoru

f_{b2}	[-]	Prevádzkový súčiniteľ motoru
G_k	[N]	Tiažová sila pôsobiaca na puzdro kolesa
g	[$m \cdot s^{-1}$]	Gravitačné zrýchlenie
h	[m]	Vzdialenosť mimo osu
H	[mm]	Celková dĺžka hriadeľa valčeka
i_1	[-]	Prevodový pomer motoru trate
i_2	[-]	Celkový prevodový pomer motoru
ISO	[-]	International organization for standardization
I_{OR}	[mm^4]	Kvadratický moment profilu
J_1	[$kg \cdot m^2$]	Moment zotrvačnosti prepravovanej karosérie
J_2	[$kg \cdot m^2$]	Moment zotrvačnosti s ťažiskom mimo osu
J_3	[$kg \cdot m^2$]	Moment zotrvačnosti stolu
J_v	[$kg \cdot m^2$]	Moment zotrvačnosti valčeka
k_1	[-]	Počet valčekov v každom okamihu pod skidom
k_{OR}	[-]	Bezpečnosť
k_k	[-]	Celkový počet puzdier
k_{k1}	[-]	Bezpečnosť
k_p	[-]	Počet poháňaných valčekov
l_{c1}	[mm]	Celková dĺžka ľavej remeňovej smyčky
l_{c2}	[mm]	Celková dĺžka pravej remeňovej smyčky
l_{c3}	[mm]	Celková dĺžka hnanej remeňovej smyčky
L_1	[mm]	Ľavá remeňová smyčka
L_{10B}	[h]	Trvanlivosť so spoľahlivosťou 90%
L_{1B}	[h]	Trvanlivosť so spoľahlivosťou 99%
L_2	[mm]	Pravé remeňová smyčka
L_3	[mm]	Hnaná remeňová smyčka
M_h	[Nm]	Moment hybnosti
M_O	[Nm]	Ohybový moment v bode I.
M_{OR}	[Nm]	Ohybový moment hlavného rámu pred symetriou
M_{ORSkut}	[Nm]	Skutočný ohybový moment hlavného rámu
M_{OS}	[Nm]	Moment potrebný k otočeniu stolu
M_k	[Nm]	Krútiaci moment na výstupnej hriadeli pohonnej jednotky
M_m	[Nm]	Moment na hriadeli pri rozbehu

M_o	[Nm]	Moment od stálych odporov
M_{roz}	[Nm]	Rozbehový moment redukovaný na hriadeli motora
M_t	[Nm]	Moment trecí
M_{zp}	[Nm]	Moment zrýchľujúcich síl priamočiare pohybujúcich sa hmôt
M_{zr}	[Nm]	Moment zrýchľujúcich rotačných hmôt
ΣM_B	[Nm]	Suma momentov síl k bodu
m	[kg]	Hmotnosť remenice
m_k	[kg]	Hmotnosť karosérie
m_C	[kg]	Celková hmotnosť nákladu
m_{c1}	[kg]	Hmotnosť skidu s karosérii
m_{max}	[kg]	Maximálne zaťaženie pojazdrového kolesa
m_p	[kg]	Hmotnosť rámu s podávačom z 3D modelu
m_{rk}	[kg]	Hmotnosť kolesa
m_s	[kg]	Hmotnosť hlavného rámu stolu z 3D modelu
m_{s+p}	[kg]	Hmotnosť otočného stolu
m_{skid}	[kg]	Hmotnosť skidu
m_v	[kg]	Hmotnosť valčeka
n	[-]	Počet valčekov
n_1	[-]	Otáčky na výstupnom hriadeli prevodovky pohonnej jednotky
n_{m1}	[min·s ⁻¹]	Výstupné otáčky motora
n_r	[%]	Účinnosť ozubeného remeňa
O_1	[mm]	Obvod remenice
p_1	[mm]	Rozstup remeňa
P_1	[N]	Ekvivalentné dynamické zaťaženie ložiska
P_{skut}	[W]	Skutočný výkon
P_{c2}	[W]	Celkový potrebný výkon
P_{m1}	[W]	Výkon motora
P_{s2}	[W]	Skutočný celkový potrebný výkon
P_{teor}	[W]	Teoretický výkon motora
Q_k	[kg]	Zaťaženie puzdra kolesa
q	[N]	Zaťaženie jedného valčeka
R_k	[m]	Polomer pojazdrového kolesa
r_k	[m]	Polomer otočnej koľajnice

r_s	[m]	Polomer valčeka
s	[mm]	Hrúbka steny
s_1	[m]	Dĺžka dopravníka
t	[s]	Čas otočenia o 90°
t_1	[s]	Čas nábehu a výbehu
t_d	[m]	Hĺbka drážky pre pero v bode I.
t_s	[s]	Doba rozbehu valčekovej trate
T	[mm]	Šírka remenice
TB	[-]	Typ kužeľového puzdra
v_0	[m · s ⁻¹]	Začiatočná rýchlosť valčeka
v_1	[m · s ⁻¹]	Obvodová rýchlosť valčeka
v_r	[m · s ⁻¹]	Rýchlosť otáčania skidového dopravníka
v_p	[m · s ⁻¹]	Rýchlosť pojazdu skidového dopravníka
W_{K1}	[mm ³]	Modul prierezu v krute s drážkou pre pero
W_{K2}	[mm ³]	Modul prierezu v krute v bode II.
W_{O1}	[mm ³]	Modul prierezu v ohybe v bode I.
W_{OR}	[mm ³]	Prierezový modul pre ohyb
Z_1	[-]	Počet zubov ľavého remeňa
Z_2	[-]	Počet zubov pravého remeňa
Z_3	[-]	Počet zubov hnaného remeňa
α_1	[-]	Súčiniteľ tvaru pre drážku pre pero
α_2	[-]	Súčiniteľ tvaru pre osadenie hriadeľa
ε_1	[rad · s ²]	Uhlové zrýchlenie valčeka
ξ_1	[m]	Rameno valivého odporu
ξ_k	[-]	Rameno valivého odporu medzi puzdrom a dráhou
σ_1	[MPa]	Nominálne normálové napätie v bode I.
σ_{1max}	[MPa]	Maximálne normálové napätie v bode I.
σ_{1red}	[MPa]	Redukované napätie v bode I.
σ_{2red}	[MPa]	Redukované napätie v bode II.
σ_{OR}	[MPa]	Ohybové napätie
τ_1	[MPa]	Šmykové napätie v bode I.
τ_2	[MPa]	Šmykové napätie v bode II.
τ_{2max}	[MPa]	Maximálne šmykové napätie v bode II.

τ_{max}	[MPa]	Maximálne šmykové napätie v bode I.
ω_1	[rad · s ¹]	Uhlová rýchlosť pohonnej jednotky
ω_1	[rad · s ¹]	Uhlová rýchlosť valčeka
ω_2	[rad · s ¹]	Uhlová rýchlosť otočného mechanizmu
ω_s	[rad · s ¹]	Uhlová rýchlosť otočného stolu
μ	[-]	Súčiniteľ šmykového trenia guma-ocel'
φ	[rad]	Uhol otočenia stolu

ZOZNAM PRÍLOH

Zoznam výkresovej dokumentácie

BP-A1-01-21	Výkres zostavy otočného stola
BP-A2-02-21	Výkres podzostavy otočného rámu
BP-A3-03-21	Výrobný výkres víčka pojazdu
BP-A3-04-21	Výrobný výkres hriadeľa pojazdu
SKID-A5	Výkres skidu